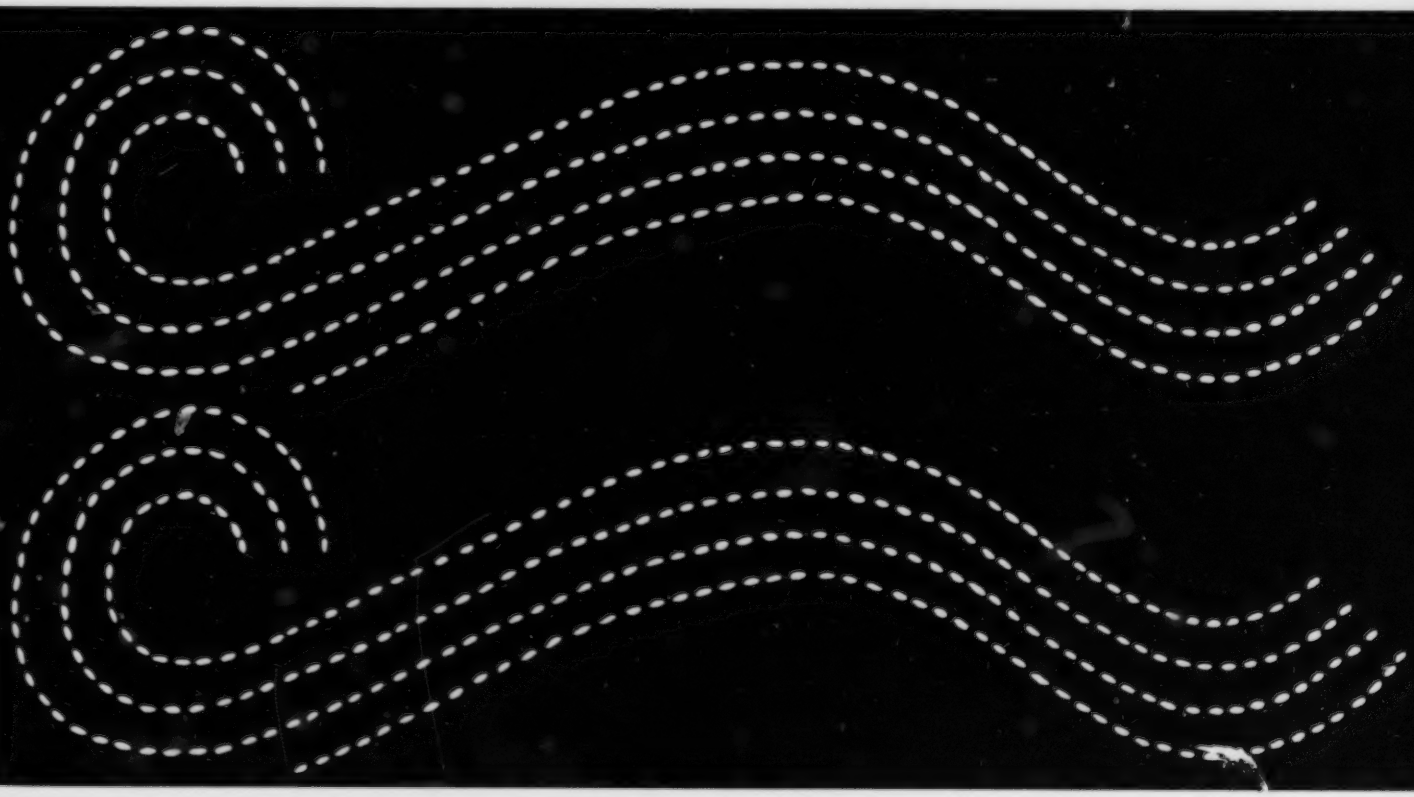
Agriculture Canada

Handling Agricultural Materials

Air and pneumatic conveyors



Canada

Handling Agricultural Materials

Air and pneumatic conveyors

Research Branch
Agriculture Canada

Publication 1832/E
1989

89-04860/

©Minister of Supply and Services Canada 1989
Cat. No. A15-1832/1989E
ISBN 0-660-13086-6
Printed 1989

Available in Canada through authorized bookstore agents and other bookstores or by mail from

Canadian Government Publishing Centre
Supply and Services Canada
Ottawa, Ont. Canada K1A 0S9

Price is subject to change without notice

Previously published under the title
Canadian Agricultural Materials Handling Manual. 2.2. Air and Pneumatic Conveyors.
Agric. Can. Publ. 5002

Canadian Cataloguing in Publication Data

Handling agricultural materials : air and pneumatic conveyors

(Publication ; 1832)

Previously published as: Canadian agricultural materials handling manual. 2.2. Air and pneumatic conveyors.
Issued also in French under title: Manutention de produits agricoles : appareils de déplacement d'air et transporteurs pneumatiques.
Prepared by UMA Engineering Ltd. cf. p. 5.
Bibliography: p.
Cat. no. A15-1832/1989E
ISBN 0-660-13086-6

1. Conveying machinery. 2. Agricultural machinery. 3. Pneumatic machinery. I. Rudnitski, Sharon. II. Birenbaum, Rhonda. III. Canada. Agriculture Canada. Research Branch. IV. UMA Engineering Ltd. V. Series: Publication (Canada. Agriculture Canada). English ; 1832.

TJ1350H3 1989 621.8'67 C89-099201-0

Staff editor
Sharon Rudnitski
Research Program Service

Contract editor
Rhonda Birenbaum

Scientific adviser for contract research
L. Heslop
Engineering and Statistical Research Centre

CONTENTS

Foreword 5

1 **GENERAL** 7

1.1 **Air conveyors** 7
1.2 **Pneumatic conveyors** 7

2 **PROPERTIES OF AIR AND CONDUIT** 7

2.1 **Properties and behavior of air** 7
2.2 **Properties of the air-handling conduit** 7

3 **FANS AND FAN SYSTEMS** 7

3.1 **Selecting a fan** 7
3.2 **Fan performance laws** 8
3.3 **Fan operation: parallel and series** 8
3.4 **System pressures** 13
3.5 Static pressure 13
3.6 Velocity pressure 13
3.7 **Air movers** 13
3.8 Axial flow fans 13
3.9 Centrifugal fans 14
3.10 Special fan types 17
3.11 **Positive displacement blowers and compressors** 17

4 **PNEUMATIC CONVEYORS** 18

4.1 **Types of pneumatic conveying systems** 19
4.2 Low-pressure systems 19
4.3 Medium-pressure systems 19
4.4 High-pressure systems 20
4.5 Fluidizing systems 20
4.6 **Feeders** 20
4.7 **Rotary valve feeders** 20
4.8 Sample calculations for rotary valve speed 22
4.9 Choked screw feeders 22
4.10 Injector feeders 22
4.11 Suction nozzle feeders 22
4.12 **Particle and air velocity design factors** 23
4.13 **Conveying capacity** 24
4.14 **Separators** 24
4.15 Cyclone separators 24
4.16 Fabric collectors 25
4.17 **Conveyor system safety** 26

5 **FORAGE BLOWERS** 26

5.1 **Power requirements** 26
5.2 **Capacity of forage blowers** 27
5.3 **Impeller blowers for granular materials** 27
5.4 **Operating recommendations** 27

6 **MATERIAL DAMAGE CONTROL** 28

7 **DUST CONTROL** 28

7.1 **Control of dust generation and release** 28
7.2 **Dust collection systems** 29

8 **SAMPLE PROBLEMS** 29

8.1 **Entry loss** 30
8.2 **Acceleration loss** 30
8.3 **Straight pipe loss** 30
8.4 **Loss at pipe bends** 30
8.5 **Collector loss** 30
8.6 **Total system pressure loss** 30
8.7 **Sample calculations for dust collection systems** 30
8.8 **Calculations for a low-pressure pneumatic conveyor** 31
8.9 **Calculations for medium- and high-pressure pneumatic systems** 33

References 34

Appendixes

1 Hood entry loss formulas 35
2 Equivalent resistance metres of straight pipe 36
3 Ratio of friction of mixture to friction of air alone 37

Tables

1 Density correction factor 8
2 Compressor capacities for continuous use 18
3 Typical conveying velocities 24
4 Conveying air velocity for various solids-to-weight ratios 24
5 Dust control air flow requirements 29

Figures

1 Recommended performance of a typical centrifugal fan 9
2 Interaction of system curves and fan curve 9
3 Effect of 10% increase in fan speed 10
4 Effect of 20% increase in flow rate on system pressure 10
5 Fans in parallel operation 11
6 Fans in series operation 12
7 Friction loss chart 14
8 Roughness correction factors 14
9 Axial flow fans 15
10 Centrifugal fans 16
11 Airfoil and inline centrifugal fans 17
12 Roots type blower 17
13 Reciprocating compressor 18
14 Rotary compressor 18
15 Positive- and negative-pressure pneumatic conveyors 19
16 Rotary air flow regulator and high-pressure rotary feeder 21
17 Blow-through airlock and feeder 21
18 Choked screw feeder 23
19 Injector feeder 23
20 Suction nozzle feeders 23
21 Cyclone separator 25
22 Typical dimensions for large cyclones 25
23 Forage blower system 26
24 Dust collection system 31
25 Low-pressure pneumatic conveying system 32

FOREWORD

Handling Agricultural Materials is produced in several parts as a guide to designers of materials-handling systems for farms and associated industries. Sections deal with selection and design of specific types of equipment for materials handling and processing. Items may be required to function independently or as components of a system. The design of a complete system may require information from several sections of the manual.

Air and Pneumatic Conveyors was prepared by UMA Engineering Ltd., Winnipeg, Man., for the Canada Committee on Agricultural Engineering Services of the Canadian Agricultural Services Coordinating Committee.

1 GENERAL

1.1 Air conveyors

Fans, blowers, and compressors are the most widely used air-moving devices in Canadian agricultural facilities. The effective use of these types of conveyors, however, requires an understanding of the properties of air plus knowledge of the various components and types of air-handling systems.

1.2 Pneumatic conveyors

Pneumatic conveyors, a flexible means of handling grain, are useful where space is limited and where the conveying route changes direction many times. More and more farm and commercial operations rely on pneumatic conveyors to handle grain, feed, and some fertilizer products.

2 PROPERTIES OF AIR AND CONDUIT

2.1 Properties and behavior of air

Atmospheric air consists of a mixture of gases, mainly nitrogen and oxygen, plus water vapor. Standard air, used in rating fans and blowers, has a density of 1.2 kg/m^3 at a temperature of 20°C and an atmospheric pressure of 100 kPa.

Since air obeys the perfect gas laws, its density varies with changes in pressure and temperature. However, changes in density have little effect on air transport systems, except as this characteristic relates to the fan power requirements.

In designing systems to handle agricultural materials, base the power requirements on ambient winter temperatures. An air-moving system handling air at -40°C, for example, requires 26% more power than the same machine operating at standard conditions. Fan manufacturers provide correction factors to allow for variations in both atmospheric pressure and ambient temperatures (Table 1).

Although air is a compressible gas, in low-pressure systems (around 10% of atmospheric pressure) treat it as incompressible. In all other situations, however, do not overlook its compressibility.

Atmospheric moisture does not have a significant effect on fan performance. High moisture content may slightly reduce power requirements, but this effect can generally be ignored.

2.2 Properties of the air-handling conduit

Be careful in selecting the ducting for air-handling systems, whether for dust collection or material transport. Choose only round ducts because their ratio of flow area to friction surface is large. Use square-to-round transitions at dust pickup points and at the discharge to material collectors.

Construct ductwork with longitudinal lock-welded seams or with spiral construction.

Form elbows with long radii. Mitred elbows are not recommended. The choice of construction materials depends on the materials handled and the corrosiveness of the plant atmosphere.

Rely on the standards of the Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association (SMACNA) or the American Society of Heating, Refrigeration, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) for information on duct wall thicknesses. Increase wall thickness, however, for ducts handling abrasive materials or operating continuously.

Do not use nonmetallic materials in systems conveying agricultural products. Such nonconductive materials can build up excessive static electrical charge, possibly causing personal injury or dust explosions. The Dominion Fire Commissioner standards for grain elevators state that all spouting and ducting must be electrically conductive and grounded. One notable exception to this rule is the plastic pipe commonly used for filling tower silos. The high moisture content of the silage prevents the buildup of static charge in these situations.

3 FANS AND FAN SYSTEMS

3.1 Selecting a fan

Use this information to select a fan:

- air flow rate
- fan static pressure
- type of material expected to pass through the fan:
  a) fibrous materials – choose a fan able to handle heavy dust loads
  b) clean air – choose an ordinary service fan
  c) corrosive material

Table 1 Density correction factor

Temp., °C	Altitude, metres above sea level											
	–250	0	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2500	3000
–40	1.30	1.26	1.23	1.18	1.14	1.10	1.06	1.00	0.98	0.94	0.90	0.87
–18	1.18	1.15	1.12	1.08	1.04	1.00	0.96	0.92	0.90	0.86	0.82	0.79
0	1.11	1.08	1.05	1.02	0.99	0.96	0.93	0.91	0.88	0.86	0.81	0.76
21	1.03	1.00	0.97	0.95	0.92	0.89	0.87	0.84	0.82	0.79	0.75	0.71
50	0.94	0.91	0.89	0.86	0.84	0.81	0.79	0.77	0.75	0.72	0.68	0.64
75	0.87	0.85	0.82	0.80	0.78	0.75	0.73	0.71	0.69	0.67	0.63	0.60
100	0.81	0.79	0.77	0.75	0.72	0.70	0.68	0.66	0.65	0.63	0.59	0.56
150	0.72	0.70	0.68	0.66	0.64	0.62	0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49
200	0.64	0.62	0.61	0.59	0.57	0.56	0.54	0.52	0.51	0.49	0.47	0.44
250	0.58	0.56	0.55	0.53	0.52	0.50	0.49	0.47	0.46	0.45	0.42	0.40
300	0.53	0.51	0.50	0.49	0.47	0.46	0.45	0.43	0.42	0.41	0.38	0.36
350	0.49	0.47	0.46	0.45	0.43	0.42	0.41	0.40	0.39	0.38	0.35	0.33
400	0.45	0.44	0.43	0.41	0.40	0.39	0.38	0.37	0.36	0.35	0.33	0.31
450	0.42	0.41	0.40	0.38	0.37	0.36	0.35	0.34	0.33	0.32	0.30	0.29
500	0.39	0.38	0.37	0.36	0.35	0.34	0.33	0.32	0.31	0.30	0.28	0.27

kg/m^3 = density factor × 1.2
mass of dry air at 21°C and sea level = 1.2 kg/m^3
Source: *Industrial ventilation, a manual of recommended practice.*

d) explosive or inflammable materials – choose a fan made of nonsparking aluminum

- type of motor drive (direct drive or belt driven)
- space limitations
- noise level
- operating temperature and altitude
- operating speed

Manufacturers' literature can help identify the air flow rate and pressure capabilities, as well as pressure and speed limits of the available fans. For greatest efficiency, select a fan that operates in the middle third of the air flow rates available (Fig. 1).

Fan performance curves, which illustrate air flow rates for various pressures, are sometimes available from fan manufacturers. These graphs are useful in understanding how fan characteristics influence system designs.

Fan performance varies with rotational speed. Likewise, a duct system operating at a specific air flow rate performs with a related resistance.

Plotting the graphs of fan and system performance reveals the point of optimal operation at the intersection of these performance curves. At a given air flow rate, the pressure delivered by the fan must equal the pressure developed in the system (Fig. 2).

3.2 Fan performance laws

Many laws relate to fan performance and involve fan size, speed, pressure, and volume. Three performance laws are particularly important to system designers.

- Air flow varies with fan speed.
- Static pressure and total pressure vary with the square of the fan speed.
- Power varies with the cube of the fan speed.

Fig. 3 shows the effect of a 10% increase in fan speed on air flow, pressure, and power. Fig. 4 illustrates the effect of a 20% increase in air flow on system pressure.

For exhaust or pneumatic conveying systems, select a fan that yields little variation in air flow rate with changing system pressure.

3.3 Fan operation: parallel and series

Fans operating in parallel deliver an air flow rate equal to the sum of the individual fan flow rates at points of equal pressure (Fig. 5). Fans operating in series develop a total pressure equal to the sum of the individual fan pressures at points of equal flow rate (Fig. 6). In establishing system specifications in either case, designers must account for losses in individual fan connections.

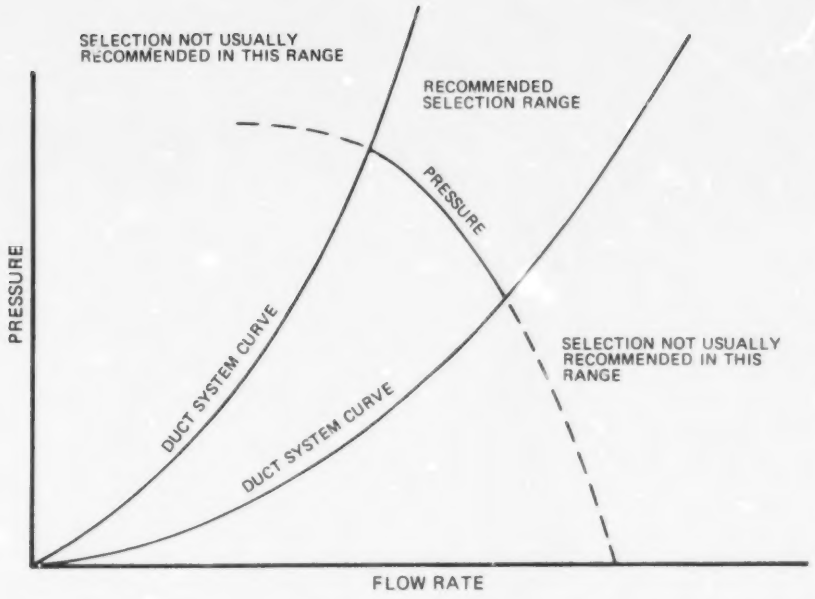


Fig. 1. Recommended performance of a typical centrifugal fan.
***Source:* Industrial ventilation, a manual of recommended practice.**

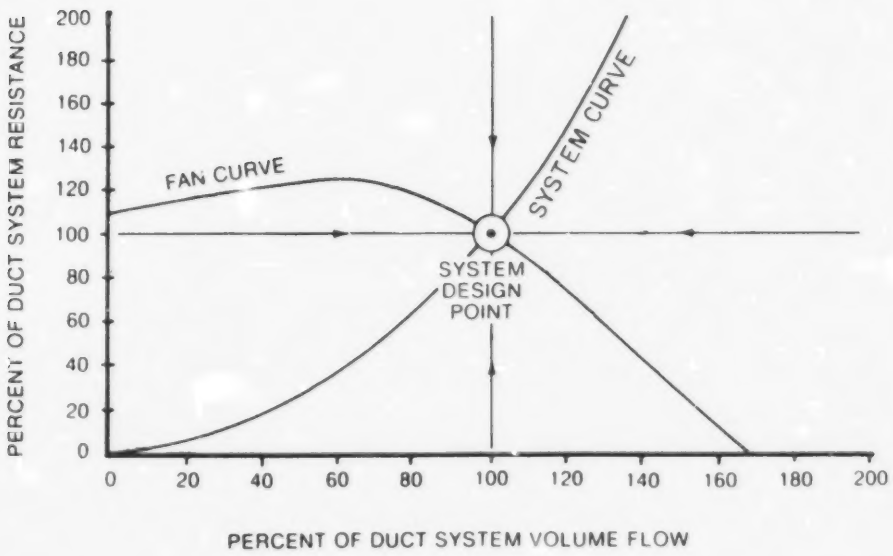


Fig. 2. Interaction of system curves and fan curve.
***Source:* Fan application manual: Fans and fan systems.**

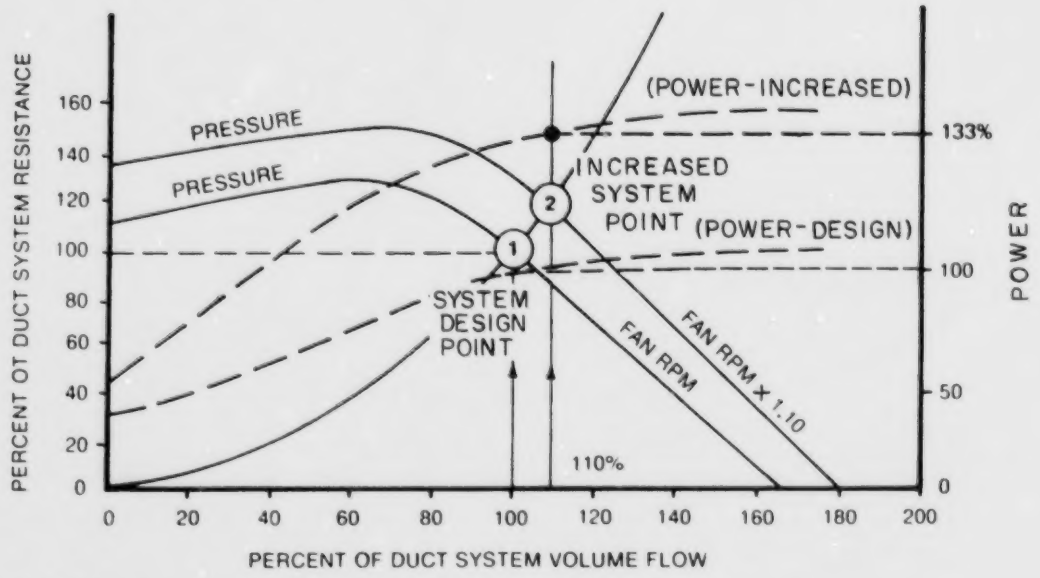


Fig. 3. Effect of 10% increase in fan speed.
***Source:** Fan application manual: Fans and fan systems.*

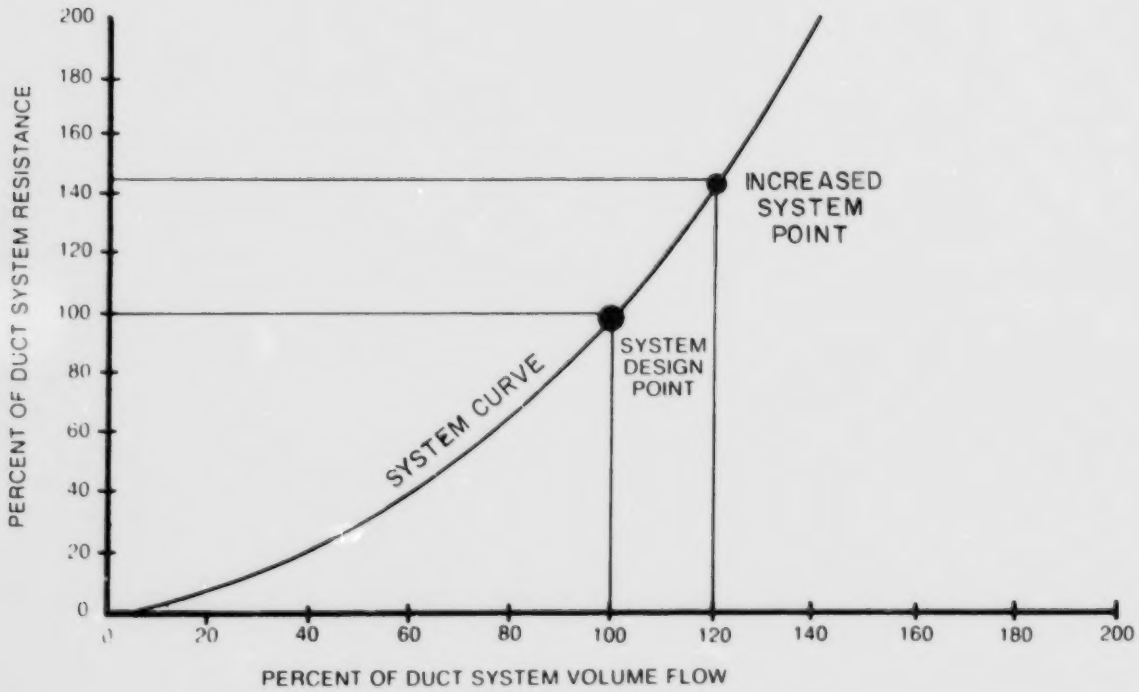
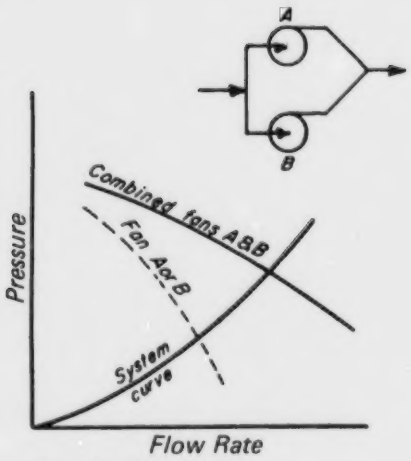
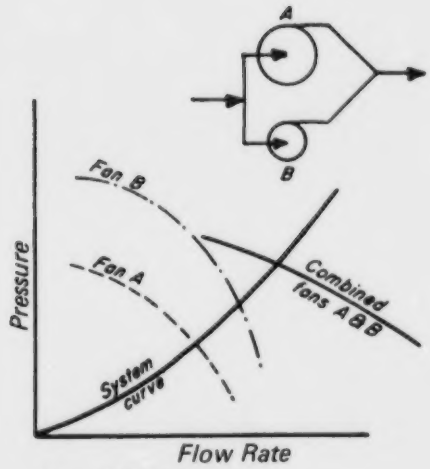


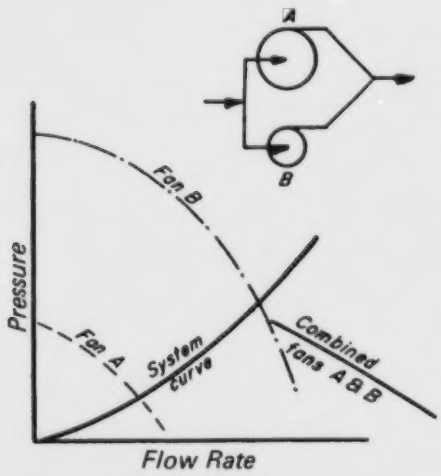
Fig. 4. Effect of 20% increase in flow rate on system pressure.
***Source:** Fan application manual: Fans and fan systems.*



Two identical fans
Recommended for best efficiency



Two different fans
Satisfactory

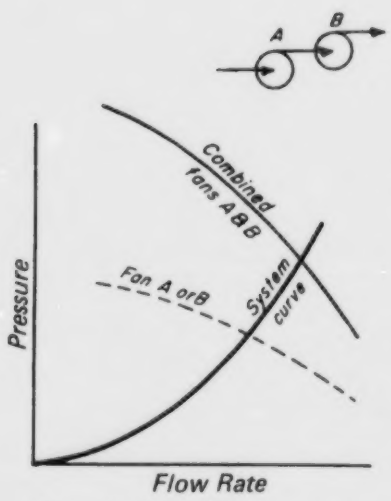


Two different fans
Unsatisfactory

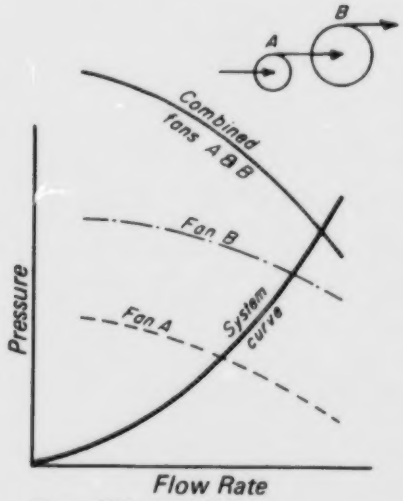
When system curve does not cross combined fan curve, or crosses projected combined curve before fan B, fan B will handle more air than fans A and B in parallel.

Note:
1. System curve must intersect combined fan curve or higher pressure fan may handle more air alone.

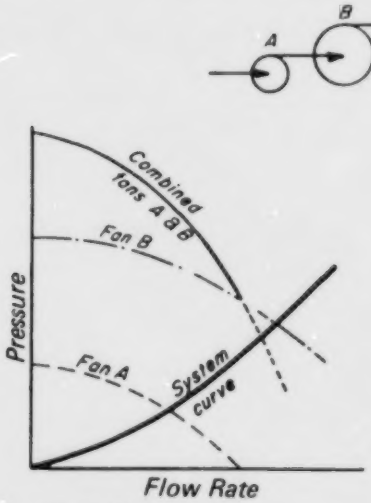
Fig. 5. Fans in parallel operation.
Source: Industrial ventilation, a manual of recommended practice.



Two identical fans
Recommended for best efficiency



Two different fans
Satisfactory



Two different fans
Unsatisfactory

When system curve does not intersect combined fan curve, or crosses projected combined curve before fan B curve, fan B will move more air than fan A and B in series.

Notes:

1. *System curve must intersect combined fan curve or large volume fan may handle more air alone.*
2. *Air volume through each fan will be the same, since air is considered incompressible.*

Fig. 6. Fans in series operation.
Source: ***Industrial ventilation, a manual of recommended practice.***

Identical fans yield the best results. When using dissimilar fans, exercise care in their selection to ensure each fan delivers the expected output under the predicted system operating conditions.

3.4 System pressures

Two distinct pressures act to compress or expand fluid flowing through a duct or pipe: static pressure and velocity pressure. Static pressure, which can be negative or positive, represents the differential between the pressure exerted perpendicular to the direction of flow and atmospheric pressure. Velocity pressure, measured in the direction of the flow, is the kinematic pressure necessary to maintain the fluid at a constant velocity.

For a given flow of air or gas in a conduit, total pressure can be expressed algebraically.

$$P_t = P_s + P_v$$

where P_t = total pressure (kPa)

P_s = static pressure (kPa)

P_v = velocity pressure (kPa)

Total pressure, velocity pressure, and static pressure can be measured with such instruments as pitot tubes or velometers. Measure total pressure in the direction of flow.

For more information on determining pressures, consult such publications as *Industrial Ventilation*, published by the American Conference of Governmental Industrial Hygienists, and the *ASHRAE Handbook*, published by the American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers.

3.5 *Static pressure* Static pressure is the pressure required to overcome the resistance to flow. Hence, some publications refer to static pressure as frictional or resistance pressure.

3.6 *Velocity pressure* In pneumatic conveying, velocity pressure is presented in two ways. Firstly, it is the pressure required to accelerate the fluids. Secondly, it results from dynamic losses occurring where conduits change shape or direction. These changes cause turbulence in the fluid and loss of energy. To calculate these losses, use the formula:

$$\text{Loss} = F \times P_v$$

where F = loss factor

P_v = (velocity (m/s)/1.29)^2

Table 1 lists the correction factors for nonstandard air.

Fluid flow in conveying systems is always dynamic, so expect pressure drops. Refer to the empirical formulas shown in the sample problems in Section 8 to calculate pressure drops. In addition, use the charts available (Figs. 7 and 8) to improve the accuracy of the calculations and to deduce the unknown parameters, such as surface roughness or material friction. Supplement the theoretical calculations with good judgment.

3.7 Air movers

Fans or blowers produce the air flows needed to circulate, exhaust, or deliver large volumes of air or gas. Two basic types of air movers are available: fans and positive displacement blowers.

Don't confuse the terms blower and fan. Both devices depend on centrifugal force to move air. However, blowers (or compressors) use positive displacement to draw air into a closed cavity, compress it, and release the pressurized air to the piping system. Fans, on the other hand, simply move air. A fan may be called a blower when the resistance to flow is predominantly downstream of the fan.

There are three main types of fans:

- axial fans
- centrifugal fans
- special fans

3.8 *Axial flow fans* Axial fans, also called propeller fans, provide high air flow rates against low static pressures. They are most commonly used for general ventilation or dilution applications. With these fans, a small change in pressure causes a large change in air flow rate. Fig. 9 illustrates three types of axial flow fans and provides typical performance curves for each.

These fans generally fall into one of the following categories:

- disc fans, moving clean air with no duct resistance
- narrow or propeller-type blade fans, used to move air against low static pressure, such as the air exhaust from buildings
- tube axial fans, built into short sections of ducts to move air containing material that could build up on the blades. Select large fans running at slow speeds for tube axial fan applications because less material collects on the blades, as compared with small fans operating at high speeds
- vane axial fans which offer power and space economy because they develop higher pressure than propeller fans and are available in multiple impeller and variable pitch designs. Use vane axial fans, however, for moving clean air only

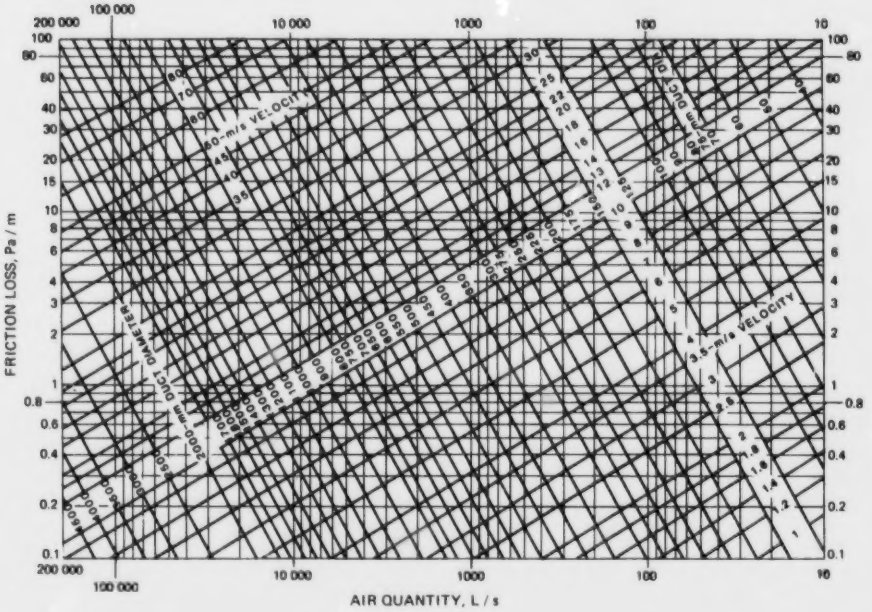


Fig. 7. Friction loss chart.
Source: ASHRAE handbook, S.I. edition.

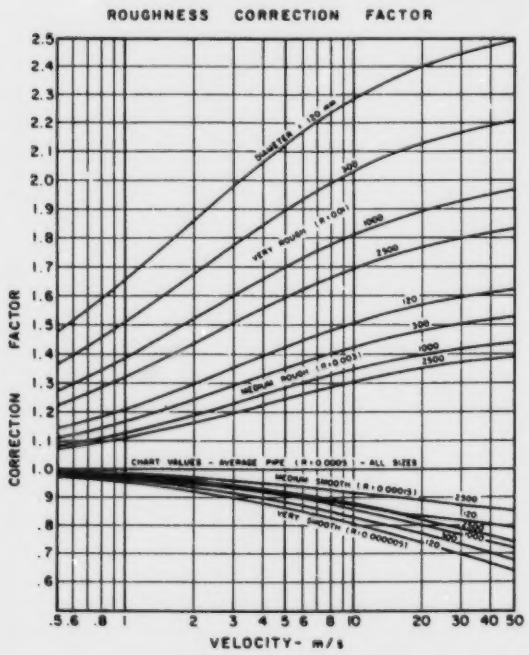


Fig. 8. Roughness correction factors.
Source: Industrial ventilation, a manual of recommended practice.

3.9 *Centrifugal fans* The centrifugal fan consists of a paddle wheel impeller rotating in a scroll-shaped casing. Fig. 10 illustrates the three main types of centrifugal fans – forward-curved blade fans, straight or radial blade fans, and backward blade fans – and provides typical performance curves for each.

The forward-curved blade fan has a multi-bladed, 'squirrel-caged' impeller with numerous small blades. The leading edge of each blade curves forward in the direction of rotation. This kind of fan works best at low static pressure (less than 1 kPa) and operates quietly. Use forward-curved blade fans against the low-to-moderate static pressures encountered in heating and ventilating systems. These fans are useful, for example, in grain drying applications where the operating pressure remains within a narrow range around 0.75 kPa.

Forward-curved blade fans are not suitable to move air containing dust or fumes. They are also inadequate in applications where the system design permits a change in air flow rate without a significant change in operating pressure. As static pressure increases, the fan may become unstable and its operation variable. Pulsing commonly occurs in such overload conditions.

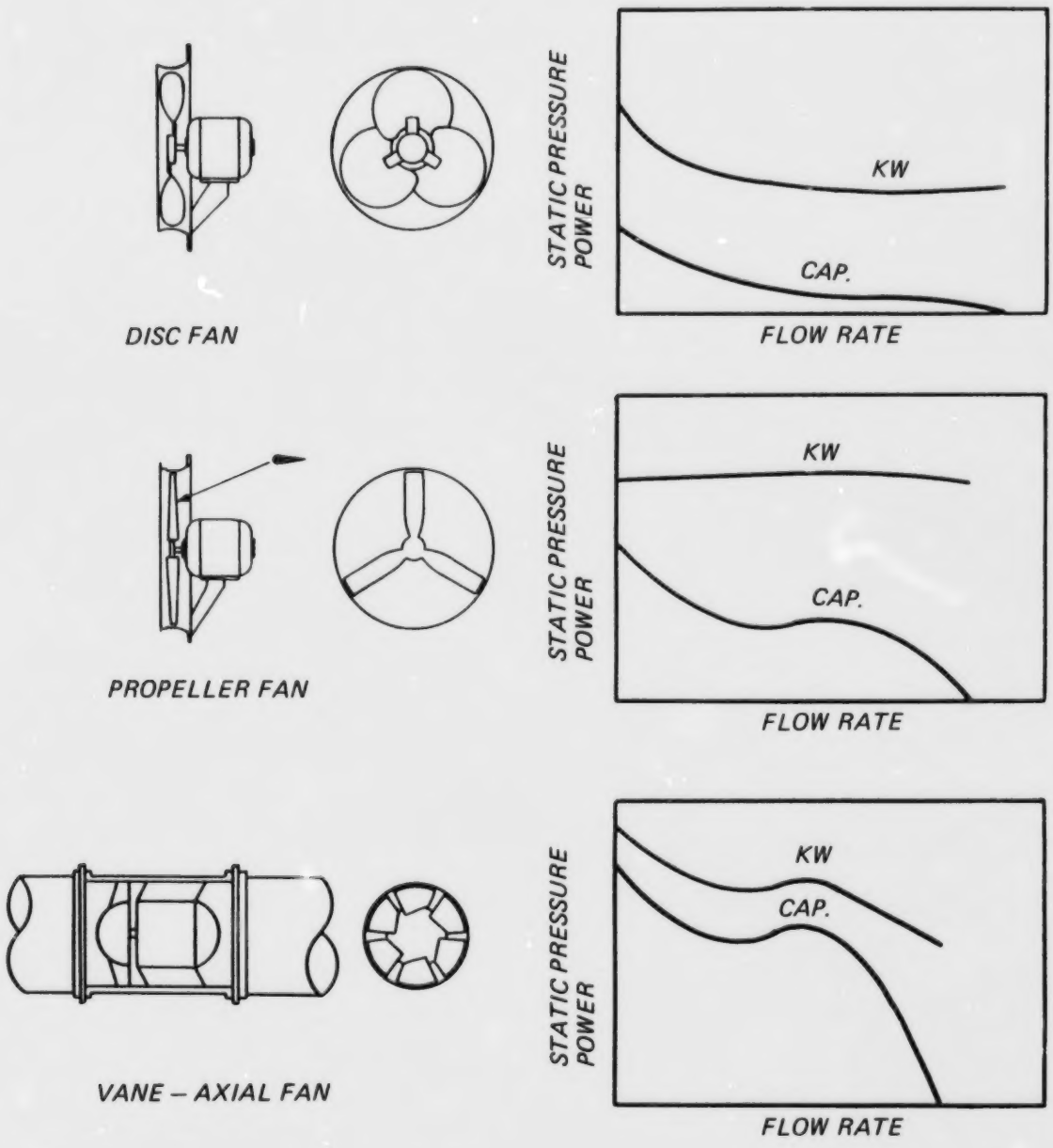


Fig. 9. Axial flow fans.
***Source:* Industrial ventilation, a manual of recommended practice.**

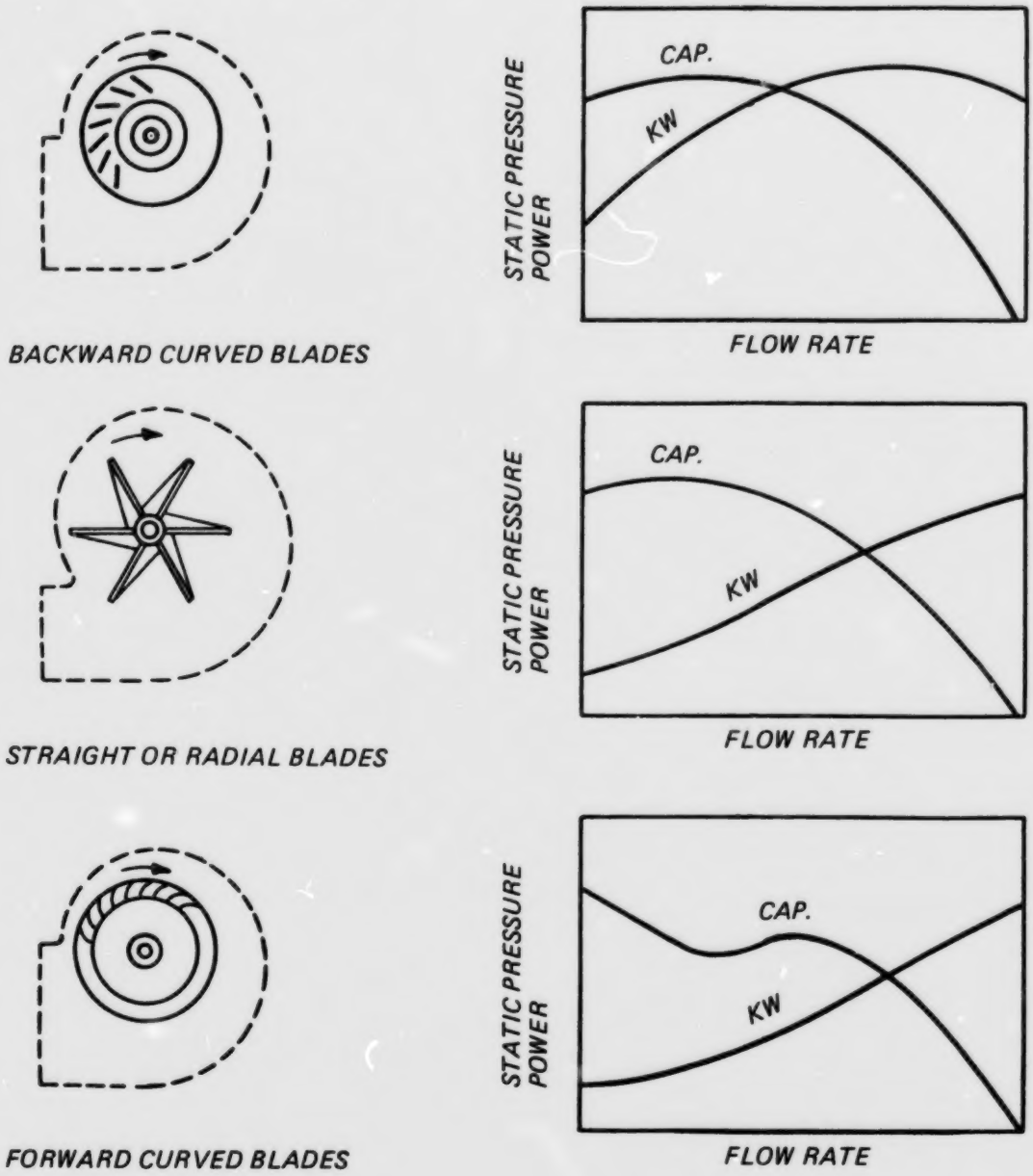


Fig. 10. Centrifugal fans.
Source: Industrial ventilation, a manual of recommended practice.

Straight or radial blade fans are the 'work horses' for materials handling and are suitable, with proper selection, for many applications. Use them particularly for applications where material passes through the fan or where high pressure is required.

Straight or radial blade fans operate at medium tip speed and noise levels. The wheel may be single or double shrouded or may have no wheel shroud at all, and various blade designs are available.

Backward blade fans rely on blades inclined backwards opposing the direction of rotation. The fan operates with a high tip speed, has a high mechanical efficiency, and resists overloading. This last characteristic is an important factor in conditions where a small change in static pressure causes a large change in air flow rate. In most agricultural applications (other than ventilation), however, overloading the fan is improbable because the system itself controls air flow rates.

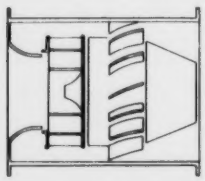
Use backward blade fans for clean air only.

3.10 *Special fan types* Fig. 11 illustrates two special fans commonly used in agricultural applications:

- the airfoil backward-curved centrifugal fan
- the in-line flow centrifugal fan

The airfoil backward-curved centrifugal fan represents an advancement of the backward blade fan. The blades of this special type of fan are airfoil shaped in cross section, a change that creates a fan with higher efficiency and quieter operation. The airfoil backward-curved centrifugal fan also runs smoothly throughout its entire operating range.

AIRFOIL - backward curved blades



INLINE FLOW CENTRIFUGAL - backward curved centrifugal wheel

Fig. 11. Airfoil and inline centrifugal fans.
Source: Industrial ventilation, a manual of recommended practice.

In-line flow centrifugal fans are essentially backward-curved fans housed for installation in duct systems. Space requirements are similar to those for vane axial fans.

3.11 Positive displacement blowers and compressors

Operating pressure distinguishes positive displacement blowers and compressors.

Blowers are single-stage machines that can provide pressures up to 100 kPa. Compressors supply low volumes of air at high pressure.

The most common type of positive displacement blowers used for materials handling is the Roots two-lobe blower (Fig. 12) consisting of two meshing impellers geared together to form a progressive cavity. Air is drawn into the cavity, compressed, and discharged to the piping system. Because of the close tolerance design of these blowers, inlet air should be well filtered to avoid dust entry. Air containing dust severely reduces the life expectancy of these devices. As well, fit the system with a pressure-limiting device to protect against damage caused by pipe blockage.

Other types of low-to-medium pressure blowers, similar in design to the Roots version, include multiple lobe and screw lobe blowers.

There are two main types of compressors: reciprocating and rotary (Figs. 13 and 14). Individuals working in agriculture overwhelmingly favor reciprocating compressors for their simplicity, reliability, and low cost.

Typical performance for a 0.75-kW, single-stage piston compressor is 1.8 L/s at 700 kPa; a 7.5-kW unit can supply 23 L/s at 1200 kPa.

Table 2 lists capacities for compressors under continuous use.

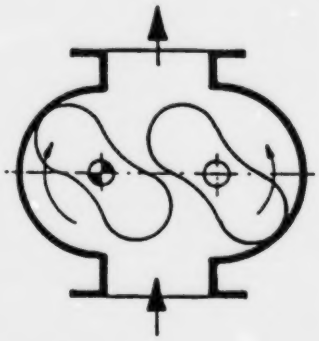


Fig. 12. Roots type blower.

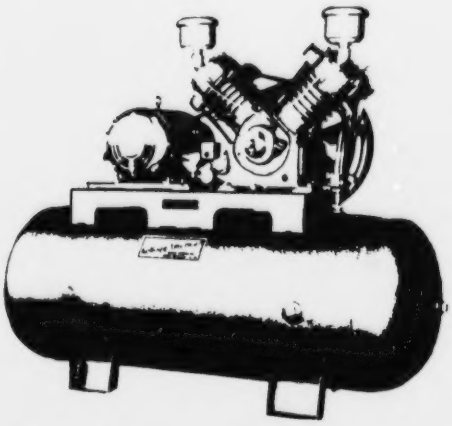


Fig. 13. Reciprocating compressor.
Source: Industrial catalogue: Air compressors.

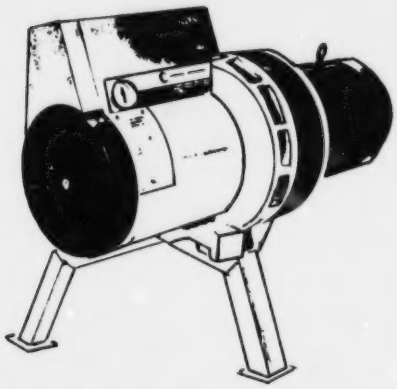


Fig. 14. Rotary compressor.
Source: Industrial catalogue: Air compressors.

Compressors of different sizes are available in a variety of configurations. Select the motor, receiver, and control combination based on the expected function in a given agricultural operation. Standard equipment necessary on all compressor installations includes a pressure switch for start-and-stop operation, safety valve, pressure gauge, receiver drain valve, nonreturn valve, intake filter, and safety shield.

Choose small receivers of volumes less than 200 L when storage capacity is not important, when demand is infrequent or small compared with the rated compressor delivery, or when constant speed controls are used. Select receivers larger than 200 L when the application requires large flows of short duration and minimum pressure variations, along with dry, cool air. In general, units with small receivers cost less for each power increment.

Table 2 Compressor capacities for continuous use

Pressure range, kPa	Consumption, L/s	Power, kW	
		Two-stage	One-stage
550–1030	1.5–1.8		0.75
550–1030	1.9–2.7		1.10
550–1030	2.8–3.6		1.50
550–1030	3.7–4.8		2.20
550–690	6.3–9.4	3.7	
550–690	9.5–13.8	5.6	
550–690	13.8–18.9	7.5	
550–690	18.9–28.3	11.2	
550–690	28.4–37.8	14.9	

Note: Capacities shown are for constant run operation. With intermittent usage an oversized tank allows the use of a lighter compressor.
Source: *Industrial catalogue: Air compressors.*

The low pressure range of most compressors is around 700 kPa. Industrial systems normally operate at 550–700 kPa. Set compressor pressures at 550–700 kPa on start-and-stop controls and 550–600 kPa on constant-speed controls. These pressures yield maximum delivery at minimum power consumption for each compressor size.

Use pressures around 850 kPa when there is heavy use of air at distant points and to increase the stored volume of air. Increasing the pressure from 700 kPa reduces slightly the rate of air delivery.

Agricultural operations rarely require high pressures of 1000–1200 kPa. These pressures are found mostly in commercial or industrial applications such as vehicle service shops.

4 PNEUMATIC CONVEYORS

Pneumatic conveying systems consist of a fan or blower to supply air, a feeder to introduce the material into the airstream, ductwork, and a separator to remove solids from the airstream.

Air conveys the material to its destination, providing the energy to accelerate the material from rest to the required velocity. At the required velocity, the fan or blower supplies the energy and air flow rate necessary to overcome the system resistance.

Properly designed pneumatic systems provide several advantages over mechanical conveying systems.

- They are self-cleaning.
- Pipelines can be run through difficult locations, though designers should limit the number of bends.
- They involve low maintenance costs (except for systems conveying abrasive materials).
- Dust problems are minimal.
- Some cooling and drying operations can be designed into the system.

Be aware, however, of these inherent disadvantages.

- Friable materials can be damaged.
- Pneumatic systems require more power than other forms of conveying.
- They are not suitable for conveying materials downward.
- Piping should be horizontal or vertical.

4.1 Types of pneumatic conveying systems

Pneumatic conveying depends on either a negative or positive pressure. Negative-pressure systems operate below atmospheric pressure; positive-pressure systems operate above atmospheric pressure. Fig. 15 illustrates both types of configurations.

Select a negative-pressure system where there are several pickup points but a single discharge. Conversely, choose a positive-pressure system when there are several discharges and a single pickup.

In either arrangement, the air flow rate necessary to convey the material determines the power required. The pressure and air flow needed for the system establishes the fan or blower requirements.

In some applications, pneumatic conveyor systems maintain a permanent location within a plant. In other cases, the conveying system can be moved to various locations. Mobile pneumatic conveyors typically transfer materials from one point to another, for example, unloading grain from a bin to a truck or from a rail car to a bin or truck.

Pneumatic conveying systems are classified by the operating pressure and fall into four categories:

- low-pressure systems
- medium-pressure systems
- high-pressure systems
- fluidizing systems

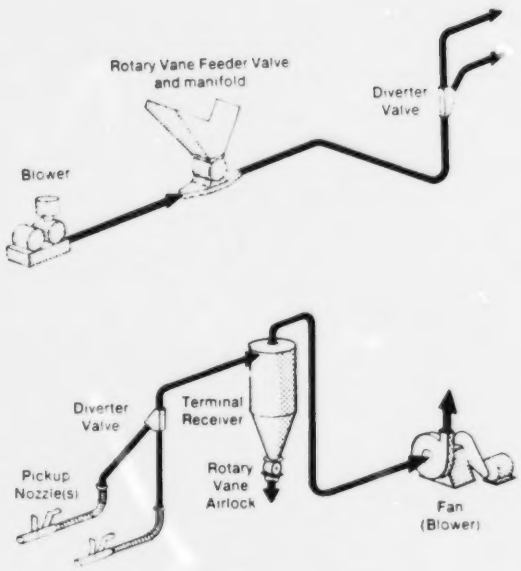


Fig. 15. Positive- and negative-pressure pneumatic conveyors.
***Source:* *Industrial catalogue*, Muncy: Koppers Company, Inc.**

4.2 *Low-pressure systems* Low-pressure conveying systems operate at pressures up to 5 kPa with solids-to-air ratios of 1.0 or less. A centrifugal fan supplies air.

These are usually negative-pressure systems, useful for conveying light, dry materials, such as dust, bran, or mill feeds. With such fine materials the mixtures can pass through the fan with no danger of them degrading.

In low-pressure systems, ignore the presence of suspended solids if the solids-to-air ratio is less than 0.2. (The solids-to-air ratio equals the mass flow rate of material being conveyed divided by the mass flow rate of air.)

At high concentrations, the presence of suspended solids requires consideration because particle acceleration and the friction of material on the duct walls increase the power requirements for the system. For more information on their impact on the design of conveying systems, see Section 4.13, "Conveying capacity," and Section 8, "Sample problems."

4.3 *Medium-pressure systems* Medium-pressure systems, which can be either positive or negative, operate at pressures of 5–35 kPa and with solids-to-air ratios of 1.0–6.0. Blowers, either single- or multiple-stage or positive displacement, supply air. System capacities normally range from 1 to 100 t/h. Larger systems are available for facilities that unload ships.

Use medium-pressure pneumatic conveyors, either positive- or negative-pressure systems, to move granular materials or pellets over short distances in small diameter ducts.

4.4 *High-pressure systems* These systems operate at pressures of 35–170 kPa, with solids-to-air ratios up to 30. Solids-to-air ratios this high can cause solids to fluidize because of air entrainment.

Use high-pressure systems to convey granular materials at high flow rates over long distances.

4.5 *Fluidizing systems* Fluidizing systems operate at low air line velocities and ratios of solids to air up to 300. Use these systems to convey finely divided solids capable of entraining air (e.g., starch, flour, or fine lime). Fluidizing systems may be either blow-tank or airslide conveyors (e.g., Airslide, TM Fuller GATX).

In a blow-tank system, the material is first fluidized with air and the tank then pressurized. Finally the material is discharged through a pipeline to storage. Use blow-tank systems to elevate materials to storage. They are suitable for conveying horizontally only over short distances.

Airslide conveyors consist of a formed, closed casing mounted on a slight negative incline. A fabric or other porous membrane horizontally separates the casing from the conveyor system. The lower chamber, or plenum, is pressurized with air from 6 to 30 kPa. This action fluidizes the fine material and causes it to flow. Both the air flow rate and pressure required to operate airslide systems depend on the characteristics of the material transported and the desired material flow rate.

Do not use airslide systems to elevate materials. The conveyors are installed in these systems with a downward slope in the direction of material flow.

4.6 Feeders

In pneumatic conveying systems, feeders introduce material into and separate it from the airstream.

In low-pressure systems, a suction nozzle (a venturi) or a plugged-screw feeder directs material into the airstream. Ensure that sufficient bleed air can enter the system at the material pickup point to maintain a low material-to-air ratio. Without enough bleed air, the system will plug.

In medium- and high-pressure systems, because of the pressures involved, use a minimum-leakage feeder. Rotary airlock feeders are usually suitable, although adjustable bleed intakes are common on high-capacity systems that combine negative intake and positive discharge.

4.7 Rotary valve feeders

Use a rotary valve or airlock (Fig. 16) to introduce material into the airstream in both positive and negative systems. Rotary valves can also function as air seals at the material discharge point of collectors. Fig. 17 illustrates a blow-through air lock and feeder.

In operation, material flows into the top of the air lock, the intake, and is carried between the vanes around the horizontal shaft to discharge out the bottom. Gravity carries the material through the system.

Three factors dictate the capacity of the air lock:

- displacement of the air lock
- rotation speed of the rotor
- ability of the material to flow into and out of the rotor

The displacement is readily calculated for an air lock. Multiply displacement by the speed of rotation to calculate the theoretical capacity of the air lock.

The ability of material to flow into and out of the air lock is much less predictable. Keep the centrifugal force on the material less than the gravitational force to ensure that the material falls into a vane space. This limitation generally restricts the rotational speed of air locks to 20–60 r/min, depending on the diameter of the rotor, the ability of the material to flow, and the expected life of the device.

The pressure differential across the air lock can also reduce the capacity of an air lock. If the difference in the direction of material flow is positive, little if any effect results. However, where a negative pressure differential exists, three factors can reduce capacity:

- prepressurization of the return interstices. The interstices must ent through the material at the intake before the material can flow into the pocket.
- leakage of air through the air lock from the discharge side to the feed side. This leakage can impede the flow of material into the air lock.

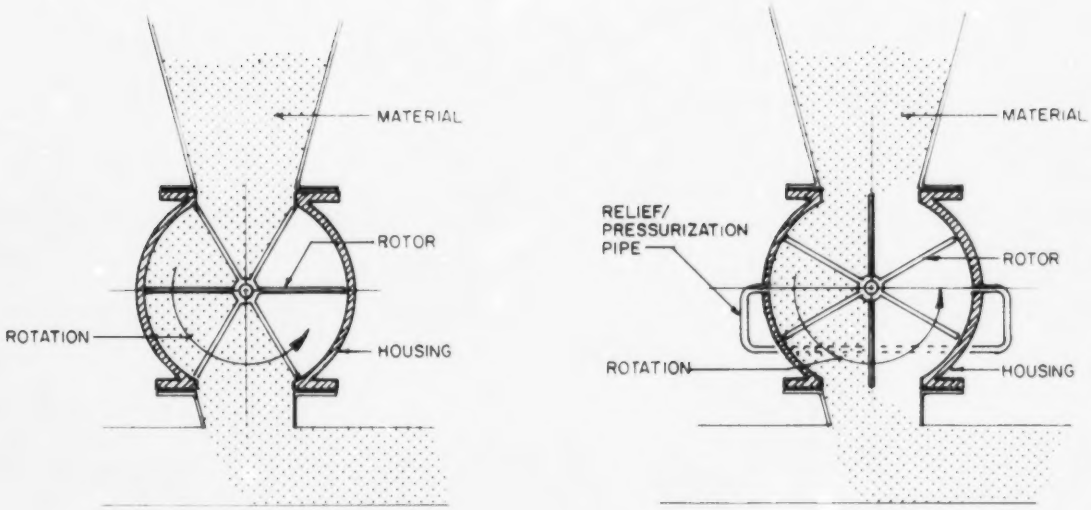


Fig. 16. Rotary air flow regulator and high-pressure rotary feeder.

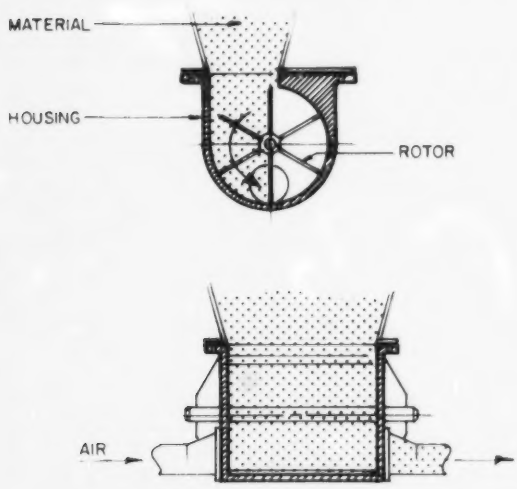


Fig. 17. Blow-through airlock and feeder.

- pressurization of the discharge duct. Air pressure here can prevent the material from discharging between the vanes.

Venting the return pockets to atmospheric pressure through the casing can control prepressurization. Create the vent at a point where the pocket separates from both the supply and discharge ports by a distance equal to the space between two vane tips.

Control air leakage by selecting a close tolerance rotor or by adjusting the tip-to-casing clearance. Clearance adjustments are possible on adjustable tip or flexible tip air locks only.

Selecting a blow-through type of air lock or prepressurizing the supply vanes with air vented from between the return vanes controls pressurization of the discharge duct.

Inadequate time allowed for material to flow into or out of the vanes further reduces the capacity of a rotary air lock. This time factor is integral with the presence or absence of backwards air flow through the air lock and the centrifugal force, both discussed earlier.

The ability of material to flow also affects capacity. Sticky or rough material flows slower than dry granular material. For example, a system handling smooth wheat kernels does so at a greater capacity than another handling rough barley kernels, despite air locks of equal size, speed, and air pressure differentials.

Adjustable-tip and flexible-tip rotors are the most common air locks. Both these systems generally provide a clearance of 0.07–0.25 mm between the rotor tip and casing. Flexible-tip units require about three times the power for operation at -30°C compared with more temperate conditions.

Wear on the tips of the vanes causes air to leak backwards through the valve. This situation not only impairs the capacity of the valve but may compromise the performance of the entire pneumatic system. Adjustable tips maintain tight clearances between the rotor and the shell for minimum leakage. Where the pressure differential across the valve permits their use, flexible-tip vanes prevent leakage better than other types of vanes. The longevity of flexible-tip vanes is less than fixed-tip, but this poses little problem in most agricultural applications.

Select the number of air lock vanes depending on applications. When designing a feeder system, the number of vanes must yield the most uniform rate of air and material mixing. When planning a system to discharge a pressurized container into another at atmospheric pressure, select the number of vanes on the basis of acceptable leakage. Five or six vanes are generally best in this case so four vanes are always in contact with the shell.

Medium-pressure feeders require six or, more commonly, eight vanes to vent and pressurize the interstices.

The number of vanes dictates the volume of the interstitial space for any air lock. Large quantities of material discharged into an airstream cause air velocity to rapidly decrease and static pressure to increase. These changes in operating conditions each time a vane passes by the air lock discharge port can result in system surges. Surging increases power requirements, decreases conveying capacity, and causes premature wear of the drive arrangement. Roots blowers (see Section 3.11) are also prone to surging. When using them near an air lock, provide Roots blowers with a surge tank to reduce pulsation.

Each manufacturer supplies data on the rotor displacements of their products. A sample of such data for Type 1 Sprout-Waldron rotary valves follows.

Typical volumetric displacement

Type 1 Sprout-Waldron rotary valve

Diameter to length (mm/mm)	200/150	250/200	360/250	400/360
Capacity (m^3/r)	0.003	0.008	0.020	0.037

Source: *Industrial catalogue*, Muncy: Koppers Company, Inc.

Select the capacity based on 75% of displacement shown in the table above. And for a system expected to require minimal maintenance, set the maximum speed at 30–40 r/min. Drive power depends on the system manufacturer, but is usually rated at 0.2–1.2 kW. A high-pressure differential across the feeder increases both the power requirement and the need for close tolerance between the rotor and casing.

4.8 *Sample calculations for rotary valve speed* Calculate the necessary valve speed for rotary valves required to feed material with density of 800 kg/m^3 at a rate of 50 t/h.

$$\text{Volume/min} = \frac{50}{0.80 \times 60}$$

$$= 1.04 \text{ m}^3\text{/min}$$

Displacement required at 25 r/min

$$= \frac{1.04}{0.75 \times 25}$$

$$= 0.056 \text{ m}^3\text{/r}$$

Displacement for a 400/360 valve for one revolution

$$= 0.037 \text{ m}^3\text{/r}$$

Revised rotary valve speed

$$= \frac{0.056 \times 25}{0.037}$$

$$= 38 \text{ r/min}$$

4.9 *Choked screw feeders* Use choked screw feeders (Fig. 18) to move material from a bin to a conveying pipe. The material acts as an air seal, but the hopper must have a deep column of grain above the feeder to prevent air leakage or flushing. This system is particularly suitable for low-pressure systems.

Screw feeders transport material to pneumatic conveyor systems. The conveyor discharges directly into a hopper on the pneumatic conveyor.

4.10 *Injector feeders* Injector feeders (Fig. 19) have little application in the agricultural industry. They are useful for accelerating particles with a high specific density. Unfortunately, the negative pressure developed in the venturi throat causes flushing with subsequent loss of control over the conveyed material.

4.11 *Suction nozzle feeders* Suction nozzle feeders (Fig. 20) accept material from low- or medium-pressure systems. Secondary air enters the system through a flared opening or via air bypass. When designing a system with a suction nozzle feeder, consider controlling the bypass air to optimize the material conveying rate.

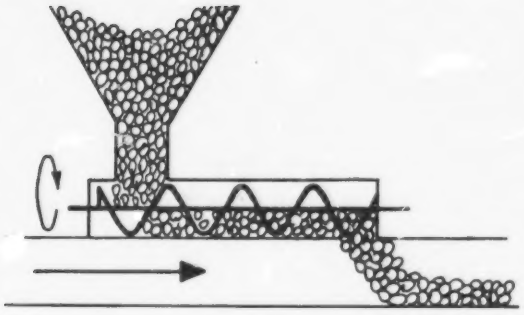


Fig. 18. Choked screw feeder.

Suction nozzle feeders can be used with a hose, like a vacuum system, or they can unload from a pit designed to allow air into a fully-loaded system.

4.12 Particle and air velocity design factors

Successful design of a low-pressure conveyor system depends most on the air velocity. The air velocity, however, is difficult to establish since it varies with the characteristics of the conveyed materials.

When designing pneumatic conveying systems, consider these characteristics of the materials:

- ability to flow
- density
- particle shape and size
- abrasiveness
- tendency to damage

The ability to flow is probably the most important design factor. Dry, granular materials usually flow smoothly and present no problem. Oily or sticky materials, on the

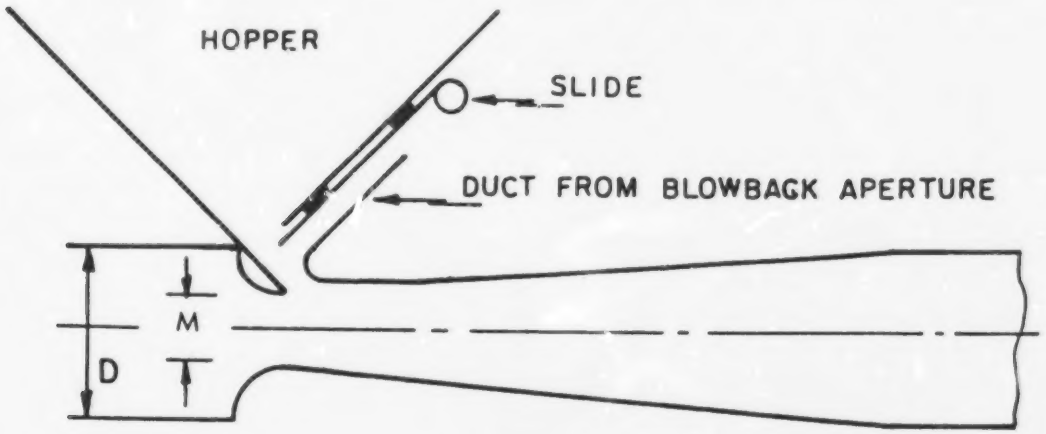


Fig. 19. Injector feeder.

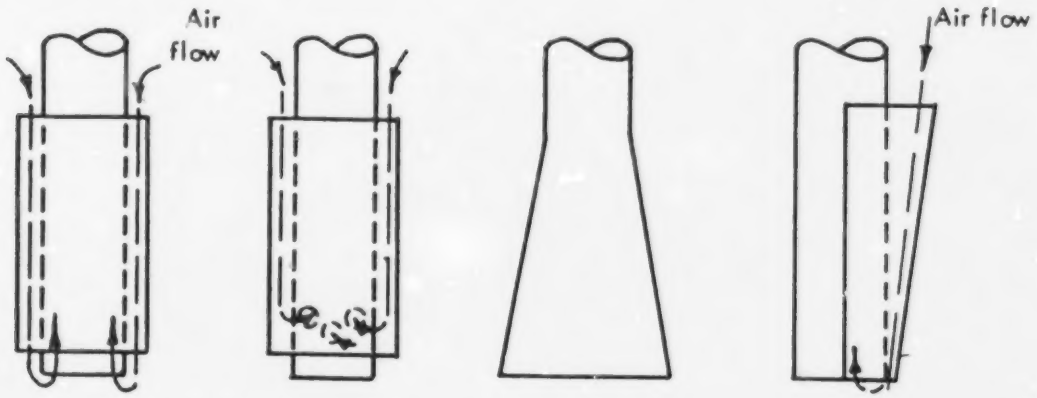


Fig. 20. Suction nozzle feeders.

other hand, can build up on the pipe walls and plug the conduits. As a result, conveying systems transporting these materials require large power supplies. The moisture content of materials conveyed affects both their ability to flow and their cohesiveness.

Free-flowing materials with a bulk density of 400–1400 kg/m^3 do not usually present problems in conveying. Denser materials require more power to move them; lighter materials require larger feeders.

Spherical particles up to 10 mm in diameter generally convey smoothly, with no special requirements. Whereas wheat and soybeans have approximately the same specific density, the larger spherical soybeans require 15–20% greater velocity than does wheat for conveying.

Some agricultural products are fairly abrasive, for example barley, rice, soybeans, and granular fertilizers. Systems conveying these materials require more power to overcome the friction and drag they cause. As well, component wear can be excessive in systems conveying abrasive material.

Pneumatic conveying systems may cause damage to some agricultural materials. Seed grain and oilseeds are especially susceptible. Meal and groundstock, on the other hand, transport with little or no deterioration. Careful system design and equipment selection can minimize potential damage caused by the conveying system.

4.13 Conveying capacity

Besides the influence of air flow rate and velocity on conveying capacity, pneumatic conveying systems also depend on steady feed rates to operate optimally. Intermittent feeding reduces the system capacity and may cause pipe blockage.

In a low-pressure, negative system, introduce secondary air at the material pickup point to optimize conveying capacity. The quantity of secondary air depends on the conveying rate and the material-to-air ratio required. Lowering the secondary air intake rate increases the material pickup rate; however, plugging occurs if the secondary air intake rate is too low. Unfortunately, the conveying rate at which blockage occurs is virtually impossible to estimate accurately. Table 3 lists some commonly accepted conveying velocities.

In general, the material and the solids-to-air ratio govern conveying velocity. For materials not listed in Table 3, and at densities of 400–1400 kg/m^3, use Table 4.

Table 3 Typical conveying velocities

Material	Air velocity, m/s
Beans	20–25
Barley	20–33
Corn	25–30
Cotton seed	20–30
Oats	20–30
Sand (dry)	28–46
Sawdust	20–30
Shavings	18–25
Wheat	20–30
Wool	23–30

Table 4 Conveying air velocity for various solids-to-weight ratios

Weight ratio : Solids/Air	Velocity, m/s
0.33–0.13	20
0.44–0.33	21
0.53–0.44	23
0.67–0.53	25
0.85–0.67	26
1.11–0.85	28

Source: *Reference data and tables. Bulletin RD-1.*

4.14 Separators

Separators remove the solids from the airstream. Of the various types of separators available, two are used extensively in agricultural applications: the cyclone and the fabric collector or filter.

4.15 *Cyclone separators* The cyclone is a centrifugal separator. A medium efficiency air cleaner, it performs best on relatively coarse, particulate matter. Cyclone separators are generally not suitable for fine dusts (particles of less than 50 µm), although separation efficiency varies dramatically with the cyclone design and condition of maintenance.

In a cyclone separator, the air and solids are forced to spiral down the conical chamber. The centrifugal force causes the solids to move against the outer wall of the cyclone. Solids are removed out the bottom of the cyclone while the air discharges through the top.

As the cyclone diameter decreases and air velocity increases, the pressure drop increases and separation efficiency of the system increases.

Separation efficiency depends on inlet velocity, and cyclone diameter and length. High-efficiency cyclones have high inlet velocities

and small diameters, and are long. They also create large pressure drops.

For agricultural systems, choose low-pressure-drop cyclone separators of large diameter (Fig. 21).

When a system discharges only clean air, use high-efficiency cyclone separators that are tall and narrow with a high inlet velocity. Alternatively filters are useful.

Pressure drop through cyclone separators varies from 2 to 5 times the inlet duct pressure. Provide the cyclone with an air seal valve on the discharge outlet. Set hopper cone angles at 60° or steeper to prevent material build up.

Many jurisdictions now regulate the opacity of discharge air. This situation requires the use of air filtration equipment to remove the fine particles in grain dust. Often more than 50% of dust by weight is less than 50 μm in size.

In the design of cyclone or filter systems, provide access hatches so cleaning is possible. Expect the system to plug occasionally, particularly in feed handling applications. Dust containing moisture or fat is especially prone to build up on the inside of the cyclone and must be cleaned off. Failure to clean the separator reduces its separation efficiency and increases the risk of product bridging.

To ensure efficient removal of particulates from the air, maintain the direction of air rotation in the cyclone by a tangential discharge of air in the same rotational direction as the intake. Be careful that fans do not disturb the rotational direction of the air flow in the system.

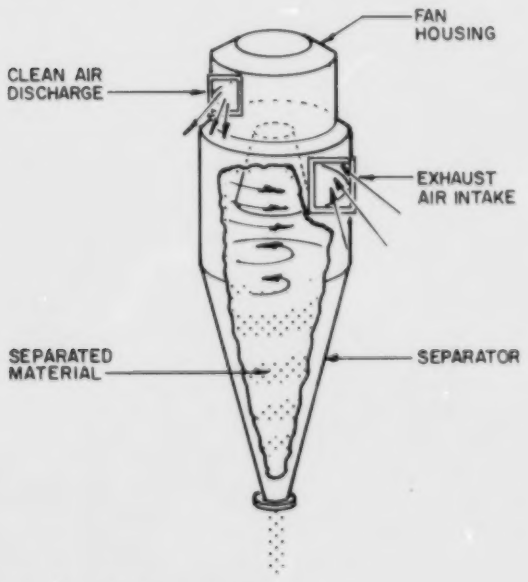


Fig. 21. Cyclone separator.

Cyclone feeder size depends on the air flow rate and the material to be handled. Fig. 22 gives typical dimensions for large diameter cyclone separators. Many companies manufacture cyclone systems; consult their product literature for more detail.

4.16 *Fabric collectors* Fabric collectors efficiently remove fine particulate matter from the airstream. They consist of a number of fabric bags or tubes in an enclosure.

As dirty or dusty air passes through the fabric, it deposits the dust on the fabric. The clean air is then recovered or discharged. Separation efficiency is commonly 99% for particles of 5 μm and larger.

Mechanical shaking or a reverse flow of clean air dislodges dust from the filter bags.

Two factors dictate fabric collector size: the amount of air passing through the fabric, and the ratio of air to cloth (also called the ratio of the air flow rate to filter media area) for the material handled.

Air-to-cloth ratios vary from 15 (L/s)/m^2 for mechanical shakers to 75 (L/s)/m^2 for air cleaners, depending on the material handled. Mechanical shakers are not particularly effective for most agricultural materials. Use instead filters equipped with reverse air jets

L/S	A	B	C	D	E	F	G	H
700	190	50	200	610	50	400	300	760
1100	240	65	250	710	75	460	355	860
1300	250	75	300	760	100	510	380	910
1700	280	90	355	910	150	585	460	1170
2600	330	115	405	1070	150	685	530	1320
3400	330	150	460	1170	150	740	585	1420
4000	380	150	510	1270	250	890	710	1525
5500	430	190	610	1420	250	915	710	1575
7000	480	215	710	1625	250	1040	810	1625
9500	610	230	810	1830	300	1145	890	1830
12100	760	230	910	2030	300	1295	1015	2030
14200	840	255	1015	2235	300	1320	1120	2235

Dimension I - Telescoping Inlet Sleeve for Adjustment

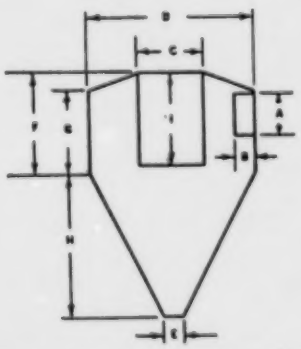


Fig. 22. Typical dimensions for large cyclones.

supplied by low pressure fans or compressed air. Filter pressure drop should measure 1.0–1.5 kPa.

Consult manufacturers of filter collectors for recommendations on fabric size and selection.

4.17 Conveyor system safety

Except in low-pressure systems, install pressure or vacuum relief valves in the conveying pipeline as close to the blower as practical. Set the pressure relief valves at 12–20 kPa above operating pressure. This relief valve protects the blower from damage caused by pipe blockage.

A positive-displacement blower requires a good quality inlet filter. Check the filter periodically and replace it when required. In addition, equip the blower with a discharge snubber. The snubber serves two functions. Firstly, it suppresses the surging that is inherent to Roots type blowers; secondly, it reduces noise levels.

Ideally, locate the blower in an unoccupied space. If the blower must be installed in an occupied area, enclose the blower in an acoustic cover. In either situation, mount the blowers on vibration damper pads.

As with all materials-handling equipment, keep belt guards and protective covers in place during operation.

5 FORAGE BLOWERS

Impeller blowers are commonly used to elevate silage, chopped hay, high-moisture grain, meal, and other materials that meter directly into the intake of the fan. The material then leaves the impeller housing at a velocity approaching the peripheral speed of the impeller blades. Initially, this velocity exceeds the air velocity, causing the air to have a retarding effect. As the material rises in the pipe, however, its speed decreases and the air imparts some energy to the material to convey it up the pipe. For this reason, although the addition of more blades to the impeller increases the air delivery, it has very little effect on particle velocity.

The housing for the impeller is usually concentric with little clearance between the impeller blades and the housing. Minimum clearance ensures maximum blower efficiency. Fig. 23 shows the components of a forage blower system.

5.1 Power requirements

Because of their low efficiency, forage blowers require higher specific power than do mechanical conveyors. The actual power levels required to operate a forage blower depend on fan speed, type of forage, and feeding rate and uniformity. As predicted by

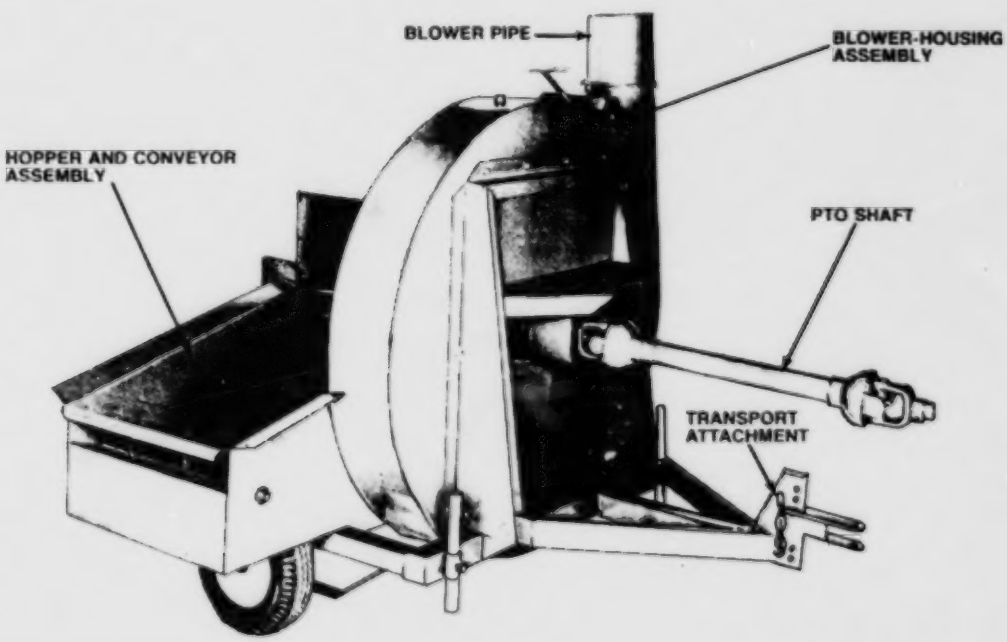


Fig. 23. Forage blower system.
Source: Evaluation report: John Deere 6500 forage blower.

the fan laws, the capacity of a forage blower varies linearly with speed whereas power varies exponentially with speed. Therefore, to obtain the most efficient operation of a forage blower, operate it at the lowest speed while maintaining the desired capacity and elevating height.

Typical average power requirements for forage blowers are 3–4.5 MJ/t for corn or grass silage and 3–6 MJ/t for hay.

Operational efficiency of radial-blade concentric blowers is usually 25–30%. Undesirable particle movement, primarily when particles are not released from the impeller before striking the cut off, generally accounts for this poor efficiency. For ideal operation, adjust the feed opening location and feed rate so the material slides off the blades and discharges up the pipe with a minimum of housing friction. No material should pass the cut off. However, in practice, these conditions are difficult to achieve.

5.2 Capacity of forage blowers

The theoretical height to which material can be elevated is:

$$H = V^2/2g$$

where H = elevating height (m)

V = peripheral velocity (m/s)

g = acceleration due to gravity (m/s^2)

However, friction in the discharge pipe and the energy required to carry the material around the discharge elbow result in heights considerably less than predicted.

Experiments show that actual elevating heights vary from 40 to 50% of theoretical values. Use the following equation to calculate practical conveying heights for pipes up to 250 mm in diameter.

$$H = \frac{3.1\,v^2}{gW^{0.33}}$$

where W = blower capacity (kg/h)

This equation is valid for capacities up to 5.5 t/h and accounts for the bend at the top of the pipe where material enters the silo.

In practice, blower capacity varies widely. Evaluations of two forage blowers by the Prairie Agricultural Machinery Institute (PAMI) reported the following performance. For corn at 60% moisture content, specific capacity ranged from 20 to 27 t/h. For clover at 32% moisture content, specific capacity ranged from 25 to 33 t/h. Both materials were elevated 25 m. The power takeoff speed was 540 r/min. A 40-kW tractor sufficiently operated the forage blowers. PAMI also found the most efficient power use occurred when material was conveyed at maximum conveying rates.

As a general rule, specify the capacity of the forage blower at twice the capacity of the forage harvester. This setup allows the blower to keep up with or ahead of the harvesting and transporting operations.

If peripheral speed is too low, blockage occurs. Operating at speeds greater than required uses excessive power.

Several systems can be used to convey feed to a forage blower, including augers, belt and chain conveyors, vibrating feeders, and suction systems. Feeders are available in lengths of 0.5–3.7 m. Tractor power takeoff usually drives forage blowers at either 540 or 100 r/min.

5.3 Impeller blowers for granular materials

Impeller blowers for handling grain may be classified as forage blowers running at reduced speeds, or impeller blowers designed to convey grain vertically.

Forage blowers handle grain in the same way as silage. Damage to the grain may be extreme, making forage blowers unsuitable for seed or commercial grain. They are useful, however, for feed grain and meal.

Impeller blowers are smaller than forage blowers and operate at higher speeds. Material usually feeds into the eye of the impeller, avoiding impact with the impeller blades and reducing damage.

5.4 Operating recommendations

Consider the following suggestions to maximize blower performance and ensure operator safety.

- Use solid elbows with large radii and locate them as close to the discharge end of the system as possible. This configuration reduces friction and power requirements.
- Set pipe as vertical as possible and avoid dents.
- Allow 200–250 mm clearance from the bottom of the system's discharge to the top of the silo. This configuration relieves any back pressure that can cause plugging.
- To obtain the greatest capacity, use the largest specified pipe and accessories for the blower.

- Add water to a running blower through the water inlet to dissolve gum deposits left by sticky silage. Check the fan between loads and adjust the amount of water as required.
- Ensure the blower is in a stable, level position when operating.

6 MATERIAL DAMAGE CONTROL

Very little can be done to reduce the damage caused to grain or pellets during pneumatic conveying. The high surface-to-weight ratio of particles of ground materials causes them to move in conveyors relatively easily and damage goes unnoticed. Grains, on the other hand, may receive up to 3 or 4% damage in a single handling through a pneumatic conveyor. In general, adherence to the following guidelines may reduce material damage, system wear, and power requirements.

- Design to minimize the number of changes in direction. Elbows are major wear points as the material rubs against their exterior faces.
- Use long-radius elbows that are cold formed in a single piece. Where ducts are too light to cold roll, as in dust-conveying systems, use at least seven segments in a 90° elbow. Systems conveying dust require elbow radii of at least 2.5 times the duct diameter (D). When conveying ground materials, use elbows with radii of at least $5D$. Use elbows with radii of $10D$ for conveying grain or pelleted material through rolled bends.
- Avoid using rotary air lock feeders to convey pellets.
- Use the lowest conveying speed that yields continuous reliable conveying performance.
- Use abrasion-resistant liners on elbows subject to high wear. Liner materials include ceramics, high-carbon steel, and ultra-high molecular weight (UHMW) polyethylene.
- Some particularly abrasive materials cause pneumatic conveying systems to wear rapidly. Among these are peas, soybeans, flax, and grain corn. In the case of peas and soybeans, dirt frequently accounts for most of the wear.
- Some materials are particularly sensitive to abrasion and are unable to withstand high impact forces. These include the dicotyledenous seeds such as peas and beans; seed grain, where minor damage may reduce the germination rate; and improperly dried grain that may contain cracked or case-hardened kernels.

7 DUST CONTROL

Dust control is essential in facilities that handle agricultural materials. Dust poses a danger of fire or explosion and a health hazard.

When grains are conveyed, friction between kernels or between kernels and container walls creates dust. The dust is a very fine, organic substance with a high fuel value. As the proportion of dust in the air increases so does the danger of explosion. As well, research has shown that grain dust can lead to serious respiratory ailments in workers.

Dust control consists of two components: preventing dust release to the atmosphere, and collecting dust where it is generated.

7.1 Control of dust generation and release

The capital and operating costs for a dust collection system are extremely high, especially since the system generates essentially no income. In addition, annual maintenance costs can reach 4% of replacement cost and the addition of a dust collection system to an existing facility often doubles the power consumption and demand charges.

Much can be done in the design of conveying facilities to reduce the need for special dust collection equipment. Minimizing kernel friction is particularly important and easily controlled by nonturbulent flow systems. Other means to reduce friction in grain handling include:

- using chain or belt conveyors rather than screw conveyors.
- reducing spout slope and length to slow the grain speed in the spout. This design feature reduces spout wear, grain damage, and dust generation, both along the spout and at points where the material changes direction, for example, at the end of the spout where the grain drops into a bin or onto another conveyor.
- using spouts with abrasion-reducing dead ends and flow retarders.
- reducing bin depth to limit the impact that occurs as bins fill. More than half the grain put into a bin drops at least half the bin depth.
- reducing the turbulence of grain flowing through transitions between one piece of equipment and another. A transition designed to constrain the natural flow of product rather than to redirect it generates much less dust and requires much less maintenance.

- designing plug flow-control devices to prevent entrained dust from becoming airborne. This style of design requires several small surge hoppers but eliminates dust generation and release. Modern automatic flow-control devices help in this area.
- using large, slow conveyors to reduce abrasion and turbulence at both the feed and discharge points. Besides controlling dust, these conveyors also last longer and require less maintenance.

Attention to certain operating procedures can also control release into the workplace of dust generated in materials handling.

- Seal enclosed transitions to prevent the escape of dust.
- Patch or turn worn spouts to extend their useful life.
- Seal couplings on spouts.
- Caulk split ring connectors and check them regularly to verify effective seals.
- Clean floors and dust collecting surfaces frequently. This simple action reduces the reintroduction of dust into the air, by air currents.
- Reduce the effective area of openings to contain dust inside hoppers and transitions.
- Fit receiving pits with self-closing, gravity-activated grates. These devices effectively limit the escape of dust released from the pit during receiving operations. Although expensive, they also reduce the air flow rate required to maintain adequate face velocity across the grate for dust control.

These are just some examples of measures that can reduce dust concentrations in grain-handling facilities. Not all are possible in existing facilities but all are extremely cost effective when measured against the cost of dust collection systems or the potential health costs of uncontrolled dust.

7.2 Dust collection systems

Excellent literature is available to the designer of dust collection systems. Refer to publications such as *Design of Industrial Exhaust Systems*, published by Alden and Kane Industrial Press; *Industrial Ventilation*, published by the American Conference of Governmental Industrial Hygienists; and the *ASHRAE Handbook*, published by the American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers.

When designing dust control systems, the concept of capture velocity is important. This is the air velocity required to prevent the escape of dust particles through an opening. For grain, the capture velocity is 1.0–1.5 m/s over the open area. Double these values if extreme cross drafts are present.

Table 5 presents a guide to dust control air flow rates for various components of equipment handling or processing materials. Air flow can vary considerably depending on the degree of enclosure, the flow rate of material, and the tendency of the grain to generate dust. For all dust collection systems, though, the minimum air velocity is 18 m/s.

8 SAMPLE PROBLEMS

Solving ventilation and low-pressure pneumatic conveying system problems involves many factors. First determine the operating constraints of the system, including:

- air volumes required
- conveying capacity required
- flow velocity
- physical layout and locations of components
- characteristics of material being conveyed
- atmospheric conditions on site

Table 5 Dust control air flow requirements

Component	Air flow
Bins	260 L/s per bin
Bucket elevators	510 L/s per m^2 cross-section
Floor dumps	1020 L/s per m^2 open face area
Mixers	
0.5 t	140 L/s
1.5 t	320 L/s
Over 1.5 t	450 L/s
Purifiers	150–200 L/s per m^2 of screen area
Scales	
200 L	135 L/s
350 L	190 L/s
400 L	290 L/s
Screw conveyors	95 L/s, ducts of 10 m outside circumference

Source: *Industrial ventilation, a manual of recommended practice.*

Use this information to determine the energy required to move the clean air and the conveyed material and, ultimately, to size the various components of the system.

For both clean air and conveyed material, consider these pressure loss factors:

- entry loss
- acceleration loss
- straight pipe loss
- loss at pipe bends
- collector loss
- total system pressure loss

8.1 Entry loss (H_e)

$$H_e = F \times P_v$$

where F = entry loss factor (see Appendix 1)

P_v = velocity pressure (Pa)

8.2 Acceleration loss (H_a)

For clean air

$$H_a = P_v$$

For conveyed material

$$H_a = 2.25 \times R_w \times P_v$$

where 2.25 = design factor, as set by the MikroPul Corporation

R_w = ratio of mass flow rate of solids to air

8.3 Straight pipe loss (H_p)

For clean air

$$H_p = L_e \times F_l$$

For conveyed material

$$H_p = F_m/F_a \times F_l \times L_e$$

where L_e = equivalent length of pipe (m)

F_l = friction loss (Pa/m)

F_m = friction loss of mixture

F_a = friction loss of air

In calculating the lengths of low-pressure pneumatic conveyors, add 15–20% to the length of vertical runs.

8.4 Loss at pipe bends (H_b)

For clean air

H_b = equivalent length of straight pipe (see Appendix 2)

For conveyed material

$$H_b = N \times [1+2(F_m/F_a)-1)] \times F_b \times P_v$$

where N = number of bends

F_b = fraction of velocity pressure (see Appendix 2)

8.5 Collector loss (H_c)

Collector loss varies depending on the collector. To estimate loss in most cases, use 2 to 4 times the velocity pressure. For fabric collectors or filters, however, refer to manufacturers' data.

For losses downstream of the collector, base calculations on clean air and include the effects of weather hoods, silencers, flow meters, and other similar components.

Treat systems with accessories used to condition the air, such as heaters, coolers, or dehumidifiers, as if they were clean air systems.

8.6 Total system pressure loss

Total system pressure loss is equal to the sum of all the individual losses, from the system inlet to the system discharge. This parameter applies to both the clean air and material.

8.7 Sample calculations for dust collection systems

Consider a simple system withdrawing dusty air from a floor dump pit measuring 1 m × 3 m (Fig. 24). Because dust collection systems handle essentially only clean air, ignore the mass of the airstream and the material it contains.

Use data from Table 5 to calculate the air flow rate to be extracted (Q).

$$Q = 1\text{ m} \times 3\text{ m} \times 1020\text{ (L/s)/m}^2$$
$$= 3060\text{ L/s}$$

Fig. 7 illustrates friction loss data for various duct diameters and velocities. For a duct velocity of 20 m/s and duct diameter of 500 mm, the friction loss is 8 Pa/m.

In this case

$$P_v = (v/1.29)^2$$
$$= 240\text{ Pa}$$

where P_v = velocity pressure (Pa)

From Appendix 1 the average coefficient of entry (C_e) at the pit for a tapered hood is 0.90.

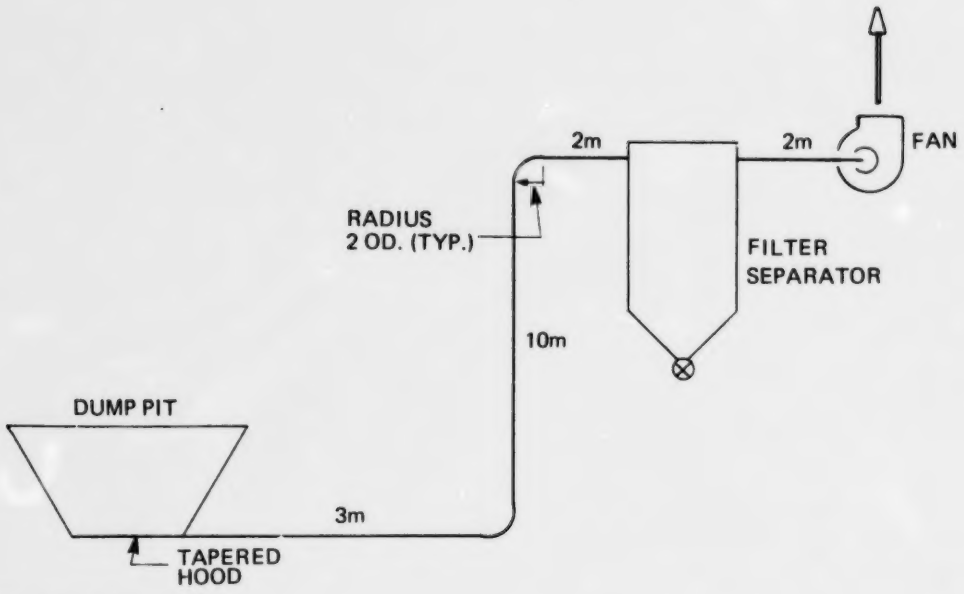


Fig. 24. Dust collection system.

To calculate entry loss (H_e)

$$H_e = \frac{1 - C_e^2 \times P_v}{C_e^2}$$

$$= \frac{1 - 0.90^2 \times 240}{0.90^2}$$

$$= 56 \text{ Pa}$$

From Appendix 2 the length of straight pipe equivalent to two elbows is

$$2 \times 9.2 = 18.4 \text{ m}$$

For a filter-type dust collector, pressure loss is 1500 Pa (see section 4.16 "Fabric collectors").

The equivalent length of pipe is

$$17 + 18.4 = 35.4 \text{ m}$$

Calculate pipe loss (H_p)

$$H_p = L_e \times F_1$$

$$= 35.4 \text{ m} \times 8 \text{ Pa/m}$$

$$= 283.2 \text{ Pa}$$

Calculate total system pressure.

$$\text{system pressure} = P_v + H_e + H_p + H_c$$

$$= 240 + 56 + 283.2 + 1500$$

$$= 2079.2 \text{ Pa}$$

Select a fan to deliver air at 3060 L/s at a pressure of 2079.2 Pa.

To power this system

$$\text{power} = \frac{\text{air flow rate} \times \text{total pressure}}{10^6 \times \text{fan efficiency}}$$

$$= \frac{3060 \text{ L/s} \times 2079.2 \text{ Pa}}{10^6 \times 0.65}$$

$$= 9.8 \text{ kW}$$

The mechanical efficiency for most centrifugal fan operating points is 0.50 to 0.65. Increasing the duct diameter between the collector and the fan could reduce power consumption. In this case, use a filter type of dust collector and a backward-curve or an airfoil centrifugal fan.

8.8 Calculations for a low-pressure pneumatic conveyor

Convey 5.0 t/h of wheat at standard atmospheric conditions (Fig. 25). The approximate velocity required to move the wheat in this example is 20–30 m/s (Table 3). Select 25 m/s.

For low-pressure pneumatic conveying, the maximum solids-to-air mass ratio is approximately 1.0. Because this factor is difficult to establish, often trial and error design methods are required. For example, initial calculations may call for a pressure out of the range of the low-pressure system; so the system parameters must be adjusted to handle a lower ratio of solids to air.

Aside from the pressure limitations, cost considerations of the system components direct the design.

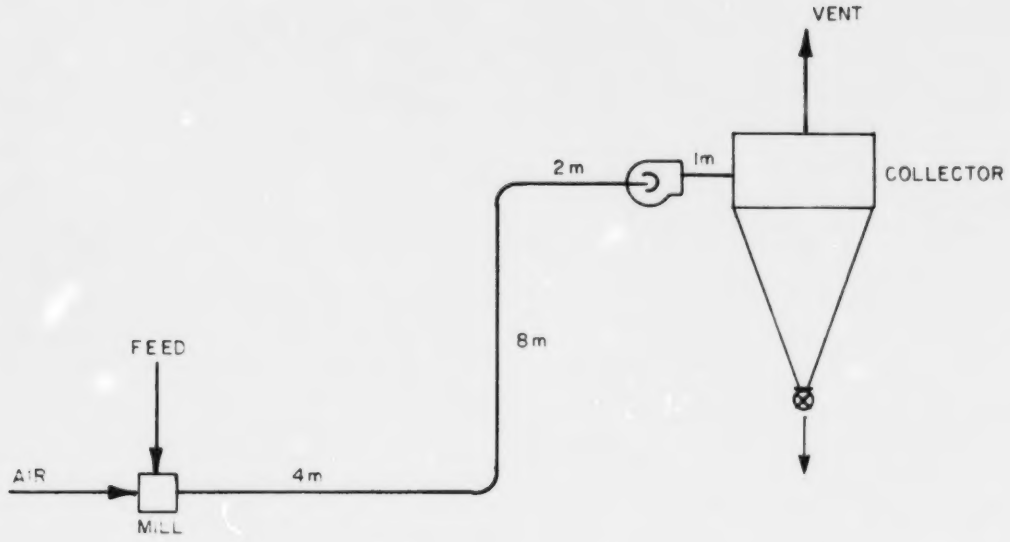


Fig. 25. Low-pressure pneumatic conveying system.

To determine air flow rate required

$$R_w = M_m/M_a$$

hence $M_a = M_m/R_w$

where M_m = mass flow rate of material (kg/s)

$$= \frac{5\ \text{t/h} \times 1000\ \text{kg/t}}{3600\ \text{s/h}}$$

$$= 1.4\ \text{kg/s}$$

M_a = mass flow rate of air (kg/s)

$$= 1.4\ \text{kg/s}$$

The air flow rate (Q) with standard air at 1.2 kg/m^3

$$Q = 1.4/1.2$$

$$= 1.17\ \text{m}^3/\text{s}$$

$$= 1170\ \text{L/s}$$

From the chart of friction loss (Fig. 7), select a 225-mm duct and a velocity of 25 m/s with friction loss (F_l) equal to 30 Pa/m.

Under these conditions, the velocity pressure

$$P_v = (v/1.29)^2$$

$$= (25/1.29)^2$$

$$= 376\ \text{Pa}$$

From Appendix 3, the ratio of the friction loss of the material (F_m) with the friction loss of air (F_a) for a solids-to-air mass ratio (R_w) of 1.0

$$F_m/F_a = 1.35$$

Calculate the system equivalent length.

Elbow equivalent length for radius

$$= 2.5 \times \text{diameter (Appendix 2)}$$

2.9 m × 2 elbows = 5.8 m

Vertical equivalent length:

1.15 × 8 m = 9.2 m

Horizontal equivalent length

$$= 7.0\ \text{m}$$

Total equivalent length (L_e)

L_e (clean air) = (5.8 + 8.0 + 7.0)

$$= 20.8\ \text{m}$$

L_e (material) = (9.2 + 7.0)

$$= 16.2\ \text{m}$$

Consider separately the pressure losses due to bends in the pipes for the material components.

Calculations for system material loss follow.

Acceleration pressure loss (H_a)

$$H_a = 2.25 \times R_w \times P_v$$

$$= 2.25 \times 1.0 \times 376$$

$$= 846\ \text{Pa}$$

Straight pipe loss (H_p)

$$H_p = (F_m/F_a) \times L_e \times F_l$$

$$= 1.35 \times 16.2\ \text{m} \times 30\ \text{Pa/m}$$

$$= 656\ \text{Pa}$$

When estimating losses due to material friction, treat the loss at bends separate from straight pipe loss.

Bend loss (H_b)

$$H_b = N[1+2(F_m/F_a-1)] \times F_b \times P_v$$
$$= 2[1+2(1.35-1)] \times 0.22 \times 376$$
$$= 281 \text{ Pa}$$

System material pressure loss

$$H_m = H_a + H_p + H_b$$
$$= 846 + 656 + 281$$
$$= 1783 \text{ Pa}$$

Use the following formulas to calculate the clean air pressure loss for the system.

Entry loss (H_e) for a direct branch-booth type of hood, where $F = 0.50$

$$H_e = F \times P_v$$
$$= 0.50 \times 376$$
$$= 188 \text{ Pa}$$

Clean air acceleration loss (H_a)

$$H_a = P_v$$
$$= 376 \text{ Pa}$$

Straight pipe and elbows loss (H_p)

$$H_p = L_e \times F_l$$
$$= 20.8 \text{ m} \times 30 \text{ Pa/m}$$
$$= 624 \text{ Pa}$$

Collector loss (H_c)

$$H_c = 2P_v$$
$$= 2 \times 376$$
$$= 752 \text{ Pa}$$

Clean air loss (H_{ca})

$$H_{ca} = H_e + H_a + H_p + H_c$$
$$= 188 + 376 + 624 + 752$$
$$= 1940 \text{ Pa}$$

Total system pressure losses (H)

$$H = H_m + H_{ca}$$
$$= 1783 + 1940$$
$$= 3723 \text{ Pa}$$

Select a system to deliver 1170 L/s of air at 3723 Pa. The power required for this system

$$\text{power} = \frac{1170 \text{ L/s} \times 3723 \text{ Pa}}{10^6 \times 0.65}$$
$$= 6.7 \text{ kW}$$

8.9 Calculations for medium- and high-pressure pneumatic systems

The design of medium- and high-pressure systems is basically the same as for low-pressure systems, with some exceptions. For medium- and high-pressure systems, choose air velocities sufficient to convey the material without blocking the pipes. However, keep the velocity low enough to limit damage to the grain. Solids-to-weight ratios are higher for medium- and high-pressure systems, yet little data exist for the optimum ratios and the required velocities. In addition, pay attention to the effects of the large amounts of solids in the airstream.

Several situations contribute to air flow losses in medium- and high-pressure systems:

- acceleration of air to the carrying velocity
- friction due to air flow in the pipes
- material flow
- acceleration of the material
- support of solids in the vertical flow
- material friction in the pipes
- dynamic losses in bends

When calculating airstream losses consider, too, the compressibility of air.

For the most part, designing medium- and high-pressure systems requires a great deal of experience. However several publications can assist in this area (see "References").

REFERENCES

ASHRAE Handbook, S.I. Edition. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers (ASHRAE), 1985.

Design of Industrial Exhaust Systems. New York: Alden and Kane Industrial Press, 1939.

Dominion Fire Commissioner. *Standard for grain elevators*. Ottawa: Department of Public Works, 1978.

Evaluation Report: John Deere 6500 Forage Blower. Report No. E0478B. Humboldt, Sask.: Prairie Agricultural Machinery Institute, 1979.

Evaluation Report: New Holland 28 Forage Blower. Report No. E0478A. Humboldt, Sask.: Prairie Agricultural Machinery Institute, 1979.

Fan Application Manual: Fans and Fan Systems. Arlington: Air Moving and Conditioning Association Inc., 1973.

Industrial Catalogue. Bethlehem: Fuller Company.

Industrial Catalogue. Muncy: Koppers Company, Inc., Sprout Waldron Division.

Industrial Catalogue: Air Compressors. Mississauga: Compair Canada Inc., 1984.

Industrial Ventilation, a Manual of Recommended Practice. Lansing: American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 1982.

Kleis, R.W. 1955. *Operating characteristics of pneumatic grain conveyors*. Agric. Exp. Stat. Bull. 594.

Noyes, R.T.; Pfieffer, W.E. 1985. *Design procedures for pneumatic conveyors in agriculture*. ASAE paper no. 85-3507.

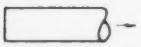
Reference data and tables. Bulletin RD-1. Summit: MikroPul Corporation, 1986.

Rider, A.R.; Barr, S.D. *Fundamentals of machine operation – hay and forage harvesting*. Moline: John Deere Service Publications, 1976.

Stepanoff. *Gravity flow of bulk solids and transportation of solids in suspension*. New York: John Wiley and Sons.

Clausthal-Zellerfeld. 1982. *Bulk solids handling*. Int. J. Storing Handl. Bulk Mater. 2(3).

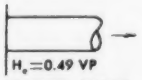
APPENDIX 1. HOOD ENTRY LOSS FORMULAS



$H_e = 0.93$ VP

PLAIN DUCT END

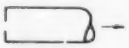
$C_e = 0.72$



$H_e = 0.49$ VP

FLANGED DUCT END

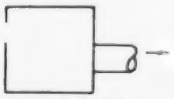
$C_e = 0.82$



$H_e = 1.78$ VP

SHARP-EDGED ORIFICE

$C_e = 0.60$

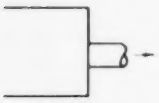


$H_e = 2.3$ VP DUCT; OR BETTER: 1.78 VP ORIFICE + 0.49 VP Duct

ORIFICE PLUS FLANGED DUCT

(MANY SLOT TYPES)

$C_e = 0.55$



$H_e = 0.50$ VP

DIRECT BRANCH - BOOTH

$C_e = 0.82$

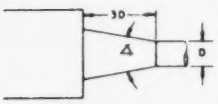
GENERAL FORMULAS

$$H_e = \frac{1-C_e^2}{C_e^2} \times VP$$

$$F = \frac{1-C_e^2}{C_e^2}$$

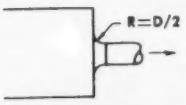
$$H_e = F \times VP$$

F = ENTRY LOSS FACTOR
VP = VELOCITY PRESSURE IN DUCT
SP = STATIC PRESSURE AT THROAT,
H_e = ENTRY LOSS,
C_e = COEFFICIENT OF ENTRY



BOOTH PLUS TAPERED ENTRANCE

	ENTRY LOSS		ENTRY COEFFICIENT	
	ROUND	RECTANGULAR	ROUND	RECTANGULAR
15°	0.15 VP	0.25 VP	0.93	0.89
30°	0.08 VP	0.16 VP	0.96	0.93
45°	0.06 VP	0.15 VP	0.97	0.93
60°	0.08 VP	0.17 VP	0.96	0.92
90°	0.15 VP	0.25 VP	0.93	0.89
120°	0.26 VP	0.35 VP	0.89	0.86
150°	0.40 VP	0.40 VP	0.84	0.82



$H_e = 0.06$ VP TO 0.10 VP

BOOTH PLUS ROUNDED ENTRANCE

$C_e = 0.97$

$H_e = 1.5$ VP

TRAP OR SETTLING CHAMBER

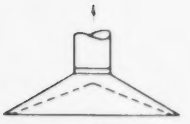
$C_e = 0.63$ (approx.)

ENTRY LOSS FOR COMPLICATED HOOD SHAPES

1. BREAK HOOD INTO SIMPLE COMPONENTS
2. CALCULATE H_e FOR EACH COMPONENT
3. ADD VALUES OF H_e

MISCELLANEOUS VALUES

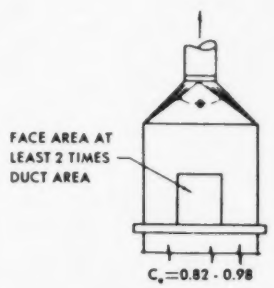
HOOD	ENTRY LOSS, F
ABRASIVE BLAST CHAMBER	1.0
ABRASIVE BLAST ELEVATOR	2.3
ABRASIVE SEPARATOR	2.1
ELEVATORS (ENCLOSURES)	0.69
FLANGED PIPE PLUS CLOSE ELBOW	0.8
PLAIN PIPE PLUS CLOSE ELBOW	1.60
TUMBLING MILLS (VARIES WITH DESIGN OF MILL)	AV. 2.0



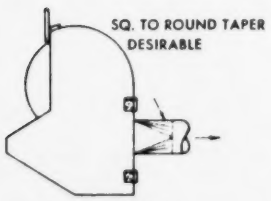
$H_e = 1.0$ VP

DOUBLE (INNER CONE) HOOD

$C_e = 0.70$ (approx.)



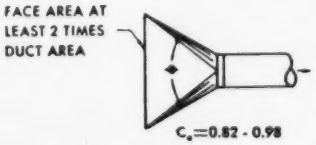
$C_e = 0.82 - 0.98$



$H_e = 0.65$ VP

STANDARD GRINDER HOOD

$C_e = 0.78$



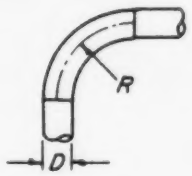
$C_e = 0.82 - 0.98$

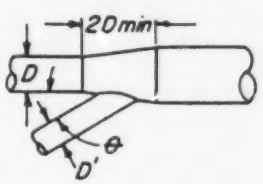
TAPERED HOODS

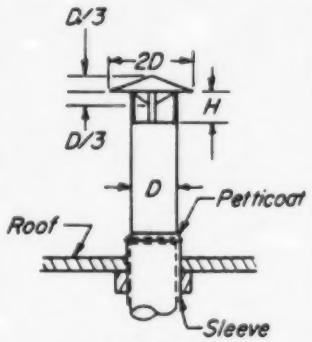
FLANGED OR UNFLANGED, ROUND, SQUARE OR RECTANGULAR. ◆ IS THE MAJOR ANGLE ON RECTANGULAR HOODS.

Source: *Reference data and tables. Bulletin RD-1.*

APPENDIX 2. EQUIVALENT RESISTANCE METRES OF STRAIGHT PIPE



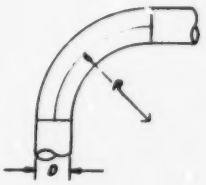




Not recommended

Pipe in mm	90° Elbow * Centerline Radius			Angle of Entry		H, No of Diameters		
	1.5D	2.0D	2.5D	30°	45°	1.0H	0.75 H	0.5H
75	1.4	0.9	0.7	0.5	0.9	0.3	0.5	2.0
100	2.0	1.3	1.1	0.8	1.3	0.5	0.8	3.4
125	2.6	1.7	1.4	1.1	1.7	0.6	1.1	4.4
150	3.2	2.2	1.8	1.4	2.2	0.8	1.4	5.5
175	3.9	2.6	2.2	1.7	2.6	0.9	1.7	6.6
200	4.6	3.1	2.5	2.0	3.1	1.1	2.0	7.8
250	6.0	4.0	3.3	2.6	4.0	1.4	2.6	10
300	7.4	5.0	4.1	3.2	5.0	1.8	3.2	13
350	8.9	6.0	5.0	3.8	6.0	2.1	3.8	15
400	10	7.0	5.8	4.5	7.0	2.5	4.5	18
450	12	8.1	6.7	5.2	8.1	2.8	5.2	21
500	14	9.2	7.6	5.9	9.2	3.2	5.9	23
600	17	11	9.5	7.3	11	4.0	7.3	29
700	21	14	11	8.8	14	4.8	8.8	35
800	24	16	13	10	16	5.7	10	41
900	28	19	15					
1000	32	21	18					
1200	39	26	22					
1400	47	32	26					
1600	55	37	31					
1800	64	43	36					
2000	72	49	40					

*For 60° elbows — x.67
For 45° elbows — x.5

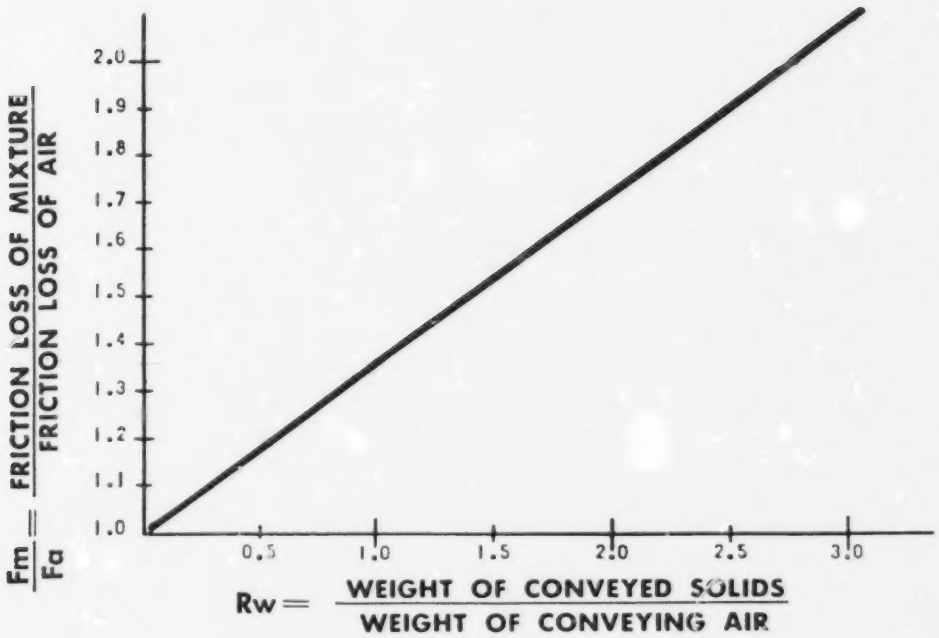


R, No. of Diameters	Loss Fraction of VP
2.75 D	0.26
2.50 D	0.22
2.25 D	0.26
2.00 D	0.27
1.75 D	0.32
1.50 D	0.39
1.25 D	0.53

ROUND ELBOWS

Source: *Industrial ventilation, a manual of recommended practice.*

APPENDIX 3. RATIO OF FRICTION OF MIXTURE TO FRICTION OF AIR ALONE

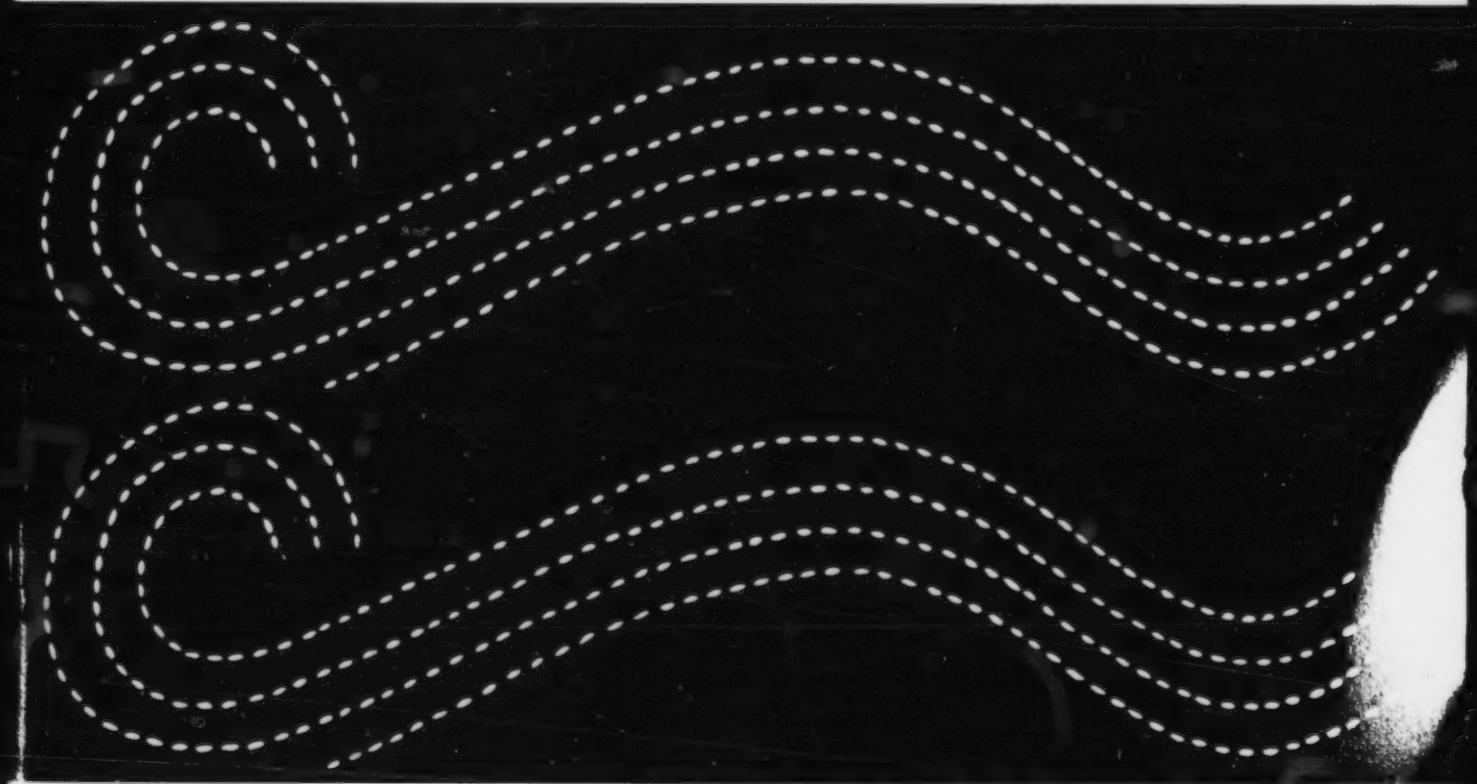


Source: *Reference data and tables. Bulletin RD-1.*

Agriculture Canada

Manutention de produits agricoles

Appareils de déplacement d'air et transporteurs pneumatiques



Canada

Manutention de produits agricoles

Appareils de déplacement d'air et transporteurs pneumatiques

Direction générale de la recherche
Agriculture Canada

Publication 1832/F
1989

©Approvisionnements et Services Canada, 1989
Nº de catalogue A15-1832/1989F
ISBN 0-660-13086-6
Imprimé en 1989

En vente au Canada par l'entremise
de nos agents libraires agrées et
autres libraires, ou par la poste au

Centre d'édition du gouvernement du Canada
Approvisionnements et Services Canada
Ottawa (Ontario) Canada K1A 0S9

Prix sujet à changement sans préavis

Publié antérieurement sous le titre :
Manutention de produits agricoles.
2.2. Appareils de déplacement d'air et transporteurs pneumatiques.
Agriculture Canada, publ. 5002.

Données de catalogage pour le Canada

Manutention de produits agricoles : appareils de
déplacement d'air et transporteurs pneumatiques

(Publication ; 1832F)

Publié antérieurement sous le titre : Manutention de
produits agricoles. 2.2 Appareils de déplacement
d'air et transporteurs pneumatiques.
Publié aussi en anglais sous le titre : Handling
Agricultural materials : air and pneumatic conveyors.
Préparé par la UMA Engineering Ltd. cf. Av.-pr.
Bibliogr.: p.
No. de cat. A15-1832/1989F
ISBN 0-660-13086-6

1. Convoyeurs. 2. Machines agricoles. 3. Machines
pneumatiques. I. Rousseau, Normand, 1951-
II. Heslop, L. III. Canada. Agriculture Canada.
Direction générale de la recherche. IV. UMA Engineering
Ltd. V. Collection: Publication (Canada. Agriculture
Canada). Français ; 1832F.

TJ1350H314 1989 621.8'67 C89-099206-1

Rédaction-édition
Normand Rousseau
Service aux programmes de recherche

Conseillère scientifique, recherches à contrat
L. Heslop
Centre de recherches techniques et de statistique

TABLE DES MATIÈRES

Avant-propos 5

1 **GÉNÉRALITÉS** 7

1.1 **Appareils de déplacement d'air** 7
1.2 **Transporteurs pneumatiques** 7

2 **PROPRIÉTÉS DE L'AIR ET DES CONDUITS** 7

2.1 **Propriétés et comportement de l'air** 7
2.2 **Propriétés des conduits de transport d'air** 7

3 **VENTILATEURS ET SYSTÈMES DE VENTILATION** 8

3.1 **Choix d'un ventilateur** 8
3.2 **Lois de rendement des ventilateurs** 8
3.3 **Utilisation des ventilateurs en parallèle et en série** 10
3.4 **Pression-réseau** 10
3.5 Pression statique 10
3.6 Pression dynamique 10
3.7 **Appareils de déplacement d'air** 14
3.8 Ventilateurs hélicoïdes 14
3.9 Ventilateurs centrifuges 16
3.10 Ventilateurs spéciaux 16
3.11 **Soufflantes et compresseurs à déplacement positif** 18

4 **TRANSPORTEURS PNEUMATIQUES** 19

4.1 **Types de transporteurs pneumatiques** 20
4.2 Systèmes à basse pression 20
4.3 Systèmes à pression moyenne 20
4.4 Systèmes à pression élevée 21
4.5 Systèmes de fluidisation 21
4.6 **Dispositifs d'introduction** 21
4.7 **Dispositifs d'introduction à écluses rotatives** 21
4.8 Exemples de calcul de régime d'écluses rotatives 23
4.9 Pompes à vis 24
4.10 Dispositifs d'introduction à injecteur 24
4.11 Dispositifs d'introduction à tube suceur 24
4.12 **Facteurs de conception liés à la vitesse des particules et de l'air** 24
4.13 **Capacité de transport** 25
4.14 **Séparateurs** 26
4.15 Cyclone 26
4.16 Collecteurs à manches textiles 27
4.17 **Sécurité des transporteurs** 27

5 **SOUFFLEUSES DE FOURRAGES** 28

5.1 **Besoins en énergie** 28
5.2 **Capacité des souffleuses de fourrages** 29
5.3 **Souffleuses à roue à aubes de produits granulaires** 29
5.4 **Recommandations d'utilisation** 29

6 **LIMITATION DES DÉTÉRIORATIONS SUBIES PAR LES PRODUITS TRANSPORTÉS** 30

7 **LUTTE ANTIPOUSSIÈRE** 30

7.1 **Élimination des sources de création et d'émission de poussières** 31
7.2 **Systèmes de dépoussiérage** 32

8 **PROBLÈMES TYPIQUES** 32

8.1 **Pertes d'introduction** 32
8.2 **Pertes de mise en vitesse** 32
8.3 **Pertes dans les tronçons droits** 33
8.4 **Pertes dans les coudes** 33
8.5 **Pertes dans les appareils de réception** 33
8.6 **Pertes de charge totales du système** 33
8.7 **Exemples de calcul relatif à des systèmes de dépoussiérage** 33
8.8 **Calculs pour un transporteur pneumatique à basse pression** 34
8.9 **Calculs pour des transporteurs pneumatiques à pression moyenne ou élevée** 36

Bibliographie 37

Appendices

1 Formules de pertes d'introduction à la hauteur du chapeau 38
2 Longueurs équivalentes de conduits droits (en mètres) 39
3 Rapport entre le frottement d'un mélange de matières solides – gaz et le frottement de l'air seulement 40

Tableaux

1 Facteur de correction de la densité 8
2 Débit de compresseurs en service continu 19
3 Vitesses de transport typiques 26
4 Vitesse de l'air pour divers ratios «matières solides/air» 26
5 Débit d'air nécessaire au dépoussiérage 32

Figures

1 Rendement recommandé d'un ventilateur centrifuge typique 9
2 Rapport entre la courbe de rendement d'un ventilateur et celle d'un système de transport pneumatique 9
3 Effet d'un accroissement de 10 % de la vitesse d'un ventilateur 11
4 Effet sur la pression totale d'un accroissement de 20 % du débit 11
5 Ventilateurs utilisés en parallèle 12
6 Ventilateurs utilisés en série 13
7 Pertes de charge par frottement 14
8 Facteurs de correction de la rugosité 14
9 Ventilateurs hélicoïdes à écoulement axial 15
10 Ventilateurs centrifuges 17
11 Ventilateurs centrifuges à aubes profilées et à écoulement axial 18
12 Surpresseur de type Roots 18
13 Compresseur alternatif 18
14 Compresseur rotatif 18
15 Transporteurs pneumatiques à surpression et à dépression 20
16 Régulateur rotatif de débit d'air et dispositif d'introduction rotatif à haute pression 22
17 Dispositif d'introduction à écluse rotative à passage direct 22
18 Dispositif d'introduction à pompe à vis 24
19 Dispositif d'introduction à injecteur 24
20 Dispositifs d'introduction à tube suceur 25
21 Cyclone 26
22 Dimensions typiques de grands cyclones 27
23 Souffleuses de fourrages 28
24 Système de dépoussiérage 34
25 Transporteur pneumatique à basse pression 35

AVANT-PROPOS

La publication *Manutention de produits agricoles* comprend plusieurs parties et c'est un guide rédigé à l'intention des concepteurs de systèmes de manutention de produits, tant pour le secteur agricole que pour les secteurs connexes. Chaque section traite du choix et de la conception de matériels de manutention et de transformation de produits. Les éléments décrits peuvent avoir à fonctionner d'une manière indépendante ou comme composantes d'un système. La conception d'un système peut nécessiter l'utilisation de renseignements tirés de plusieurs sections du manuel.

La publication *Appareils de déplacement d'air et transporteurs pneumatiques* a été préparée par la UMA Engineering Ltd. de Winnipeg (Man.) pour le Comité canadien du génie rural du Comité de coordination des services agricoles du Canada.

1 GÉNÉRALITÉS

1.1 Appareils de déplacement d'air

Au Canada, les appareils de déplacement d'air les plus répandus dans les installations agricoles sont les ventilateurs, les soufflantes et les compresseurs. Pour être efficace, toutefois, l'utilisation de ces appareils suppose une compréhension des propriétés de l'air et une connaissance des divers types de systèmes de déplacement d'air et de leurs composantes.

1.2 Transporteurs pneumatiques

Les transporteurs pneumatiques offrent un moyen pratique de manutentionner les grains et se révèlent utiles dans les endroits où l'espace est restreint et lorsque la canalisation de transport change souvent de direction. Un nombre croissant d'établissements agricoles et commerciaux utilisent les transporteurs pneumatiques dans la manutention des grains, des aliments pour animaux et de certains engrais.

2 PROPRIÉTÉS DE L'AIR ET DES CONDUITS

2.1 Propriétés et comportement de l'air

L'air de l'atmosphère est un mélange gazeux, surtout d'azote et d'oxygène, et chargé de vapeur d'eau. L'air de référence utilisé dans l'évaluation des ventilateurs et des soufflantes a une densité de 1,2 kg/m^3, à une température de 20 °C et une pression atmosphérique de 100 kPa.

Comme l'air obéit aux lois des gaz parfaits, sa densité varie en fonction de la pression et de la température. Toutefois, les variations de densité de l'air n'ont qu'un effet minime sur les systèmes de transport d'air, si ce n'est que cette caractéristique est liée à la puissance requise par les ventilateurs.

Dans la conception des systèmes de manutention des produits agricoles, calculer les besoins en énergie en fonction de la température ambiante, en hiver. Un système de déplacement d'air transportant de l'air à −40 °C, par exemple, requiert 26 % plus d'énergie que s'il est utilisé dans des conditions normales. Les fabricants de ventilateurs fournissent des facteurs de correction qui tiennent compte des variations de la pression atmosphérique et de la température ambiante (tableau 1).

Même si l'air est un gaz compressible, on devrait l'assimiler à un gaz incompressible dans les systèmes à basse pression (environ 10 % de la pression atmosphérique). Dans les autres cas, toutefois, ne pas négliger la question de la compressibilité de l'air.

Le degré hygrométrique de l'air n'a pas d'effet marqué sur le rendement d'un ventilateur. Un degré hygrométrique élevé peut réduire légèrement la puissance requise; généralement, toutefois, il n'est pas tenu compte de son effet.

2.2 Propriétés des conduits de transport d'air

Il faut faire preuve de discernement dans le choix des conduits des systèmes de transport d'air, qu'il s'agisse de dépoussiérage ou de transport de produits. N'utiliser que des conduits de section circulaire : leur ratio «surface d'écoulement/surface de frottement» est élevé. Utiliser des raccords «rond/carré» aux points d'introduction des poussières et aux points de déversement des matières dans les collecteurs.

Utiliser des conduits roulés ou à joints longitudinaux, sertis et soudés.

Former des coudes à grand rayon de courbure. Les coudes à onglet ne sont pas recommandés. Le choix des matériaux de construction est fonction des produits manutentionnés et de la corrosiveté de l'atmosphère ambiante.

Utiliser les normes de la Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association (SMACNA) ou de l'American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) pour déterminer l'épaisseur des parois des conduits. Accroître l'épaisseur des parois des conduits utilisés en service continu ou dans la manutention de produits abrasifs.

Ne pas utiliser de matériaux non métalliques dans les systèmes de transport de produits agricoles. Les matériaux non conducteurs peuvent en effet entraîner une accumulation excessive d'électricité statique et être ainsi à l'origine de blessures ou d'explosions de poussières. Les normes du Commissaire fédéral des incendies relatives aux silos à grains prévoient que les canalisations et les goulottes doivent toutes être faites de matériaux conducteurs d'électricité et mises à la terre. Le tuyau de plastique couramment utilisé dans le remplissage des silos-tours fait cependant exception; dans ce cas, en effet, la teneur élevée en humidité des produits ensilés évite l'accumulation d'électricité statique.

Tableau 1 Facteur de correction de la densité

Temp., °C	Altitude (mètres au-dessus de la mer)											
	–250	0	250	500	750	1000	1250	1500	1750	2000	2500	3000
–40	1,30	1,26	1,23	1,18	1,14	1,10	1,06	1,00	0,98	0,94	0,90	0,87
–18	1,18	1,15	1,12	1,08	1,04	1,00	0,96	0,92	0,90	0,86	0,82	0,79
0	1,11	1,08	1,05	1,02	0,99	0,96	0,93	0,91	0,88	0,86	0,81	0,76
21	1,03	1,00	0,97	0,95	0,92	0,89	0,87	0,84	0,82	0,79	0,75	0,71
50	0,94	0,91	0,89	0,86	0,84	0,81	0,79	0,77	0,75	0,72	0,68	0,64
75	0,87	0,85	0,82	0,80	0,78	0,75	0,73	0,71	0,69	0,67	0,63	0,60
100	0,81	0,79	0,77	0,75	0,72	0,70	0,68	0,66	0,65	0,63	0,59	0,56
150	0,72	0,70	0,68	0,66	0,64	0,62	0,60	0,59	0,57	0,55	0,52	0,49
200	0,64	0,62	0,61	0,59	0,57	0,56	0,54	0,52	0,51	0,49	0,47	0,44
250	0,58	0,56	0,55	0,53	0,52	0,50	0,49	0,47	0,46	0,45	0,42	0,40
300	0,53	0,51	0,50	0,49	0,47	0,46	0,45	0,43	0,42	0,41	0,38	0,36
350	0,49	0,47	0,46	0,45	0,43	0,42	0,41	0,40	0,39	0,38	0,35	0,33
400	0,45	0,44	0,43	0,41	0,40	0,39	0,38	0,37	0,36	0,35	0,33	0,31
450	0,42	0,41	0,40	0,38	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32	0,30	0,29
500	0,39	0,38	0,37	0,36	0,35	0,34	0,33	0,32	0,31	0,30	0,28	0,27

kg/m^3 = facteur de densité × 1,2
masse de l'air sec à 21 °C, au niveau de la mer = 1,2 kg/m^3
Source : *Industrial ventilation, a manual of recommended practice.*

3 VENTILATEURS ET SYSTÈMES DE VENTILATION

3.1 Choix d'un ventilateur

Pour choisir un ventilateur, tenir compte des facteurs suivants :

- le débit d'air
- la pression statique du ventilateur
- la nature des matières qui auront à traverser le ventilateur :
  a) matières fibreuses – choisir un ventilateur en mesure de supporter les charges imposées par les poussières lourdes
  b) air propre – choisir un ventilateur ordinaire
  c) matières corrosives
  d) matières explosives ou inflammables – choisir un ventilateur fait d'aluminium non susceptible de produire des étincelles
- le type d'entraînement (prise directe ou transmission à courroie)
- l'encombrement
- le niveau de bruit
- la température et l'altitude de service
- le régime de service

Dans la documentation des fabricants, on peut trouver des renseignements sur le débit d'air, la pression de service et le régime maximums des ventilateurs disponibles. Pour obtenir de bons résultats, choisir un ventilateur fonctionnant dans le tiers médian des débits d'air disponibles (fig. 1).

Des courbes de rendement des ventilateurs représentant le débit d'air délivré à diverses pressions peuvent parfois être obtenues des fabricants de ventilateurs. Ces graphiques aident à comprendre en quoi les caractéristiques d'un ventilateur peuvent exercer une influence sur la conception d'un système.

Le rendement d'un ventilateur varie en fonction de sa vitesse de rotation. De même, le rendement d'un réseau de canalisations à un débit d'air donné est fonction de sa résistance.

En portant sur un graphique la courbe de rendement du ventilateur et celle du réseau de canalisations, on obtient le point de fonctionnement optimal à l'intersection des courbes. À un débit d'air donné, la pression fournie par le ventilateur doit être égale à la pression créée dans le réseau (fig. 2).

3.2 Lois de rendement des ventilateurs

Le rendement d'un ventilateur est soumis à de nombreuses lois; il est notamment lié à des

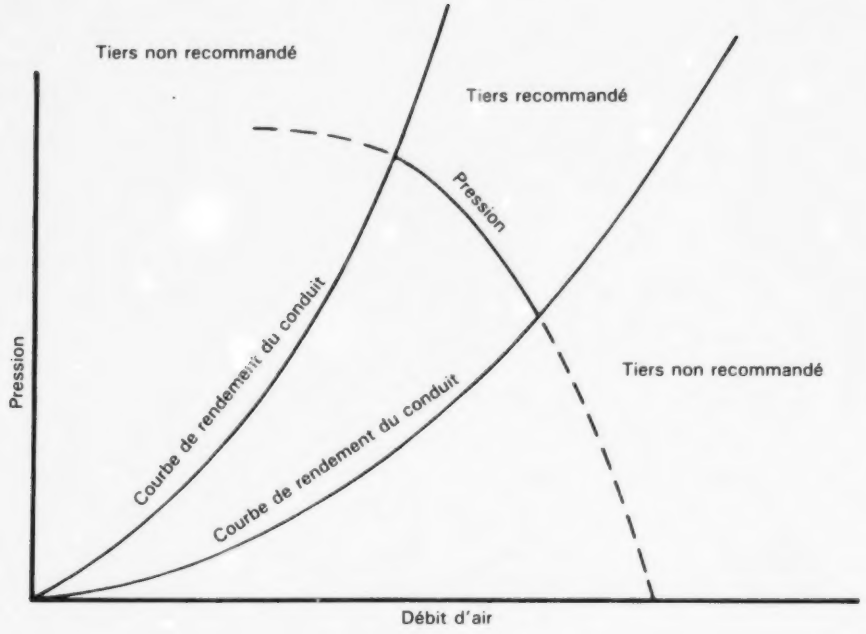


Fig. 1. Rendement recommandé d'un ventilateur centrifuge typique.
Source : Industrial ventilation, a manual of recommended practice.

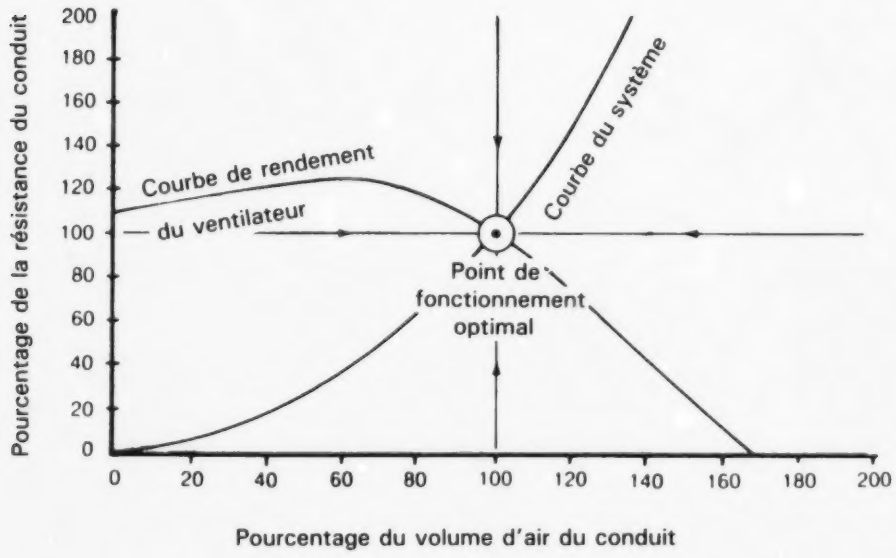


Fig. 2 Rapport entre la courbe de rendement d'un ventilateur et celle d'un système de transport pneumatique.
Source : Fan application manual : Fans and fan systems.

facteurs comme la taille du ventilateur, le régime, la pression et le volume. Trois lois de rendement sont particulièrement importantes pour le concepteur de système.

- Le débit d'air est fonction du régime du ventilateur.
- La pression statique et la pression totale varient en fonction du carré du régime du ventilateur.
- La puissance varie en fonction du cube du régime du ventilateur.

La figure 3 montre l'effet d'un accroissement de 10 % du régime d'un ventilateur sur le débit d'air, la pression et la puissance. La figure 4 montre l'effet d'un accroissement de 20 % du débit d'air sur la pression-réseau.

Pour les réseaux d'aspiration ou les transporteurs pneumatiques, choisir un ventilateur dont le débit d'air est peu sensible aux variations de pression-réseau.

3.3 Utilisation des ventilateurs en parallèle et en série

Les ventilateurs utilisés en parallèle fournissent un débit d'air égal à la somme des débits d'air de chacun aux points d'égale pression (fig. 5). Les ventilateurs utilisés en série fournissent une pression totale égale à la somme des pressions de chacun aux points d'égal débit (fig. 6). Au moment d'énoncer les spécifications d'un réseau faisant appel à l'un ou l'autre système, le concepteur tiendra compte des pertes imputables au raccordement des ventilateurs.

Des ventilateurs identiques donnent dans ce cas de meilleurs résultats. Avant d'utiliser des ventilateurs dissemblables, on en analysera avec soin les caractéristiques afin de s'assurer que chacun donnera le rendement escompté dans les conditions de service prévues.

3.4 Pression-réseau

Deux pressions distinctes interviennent dans la compression ou la dilatation d'un fluide circulant dans un conduit ou un tuyau : la pression statique et la pression dynamique. La pression statique, qui peut être négative ou positive, correspond à la différence entre la pression exercée perpendiculairement au sens de l'écoulement et la pression atmosphérique. La pression dynamique, qui se mesure dans le sens de l'écoulement, est la pression cinétique nécessaire pour maintenir le fluide à une vitesse constante.

Pour un écoulement donné d'air ou de gaz dans un conduit, la pression totale peut s'écrire, algébriquement :

$$P_t = P_s + P_v$$

où P_t = pression totale (kPa)

P_s = pression statique (kPa)

P_v = pression dynamique (kPa)

La pression totale, la pression dynamique et la pression statique se mesurent avec des instruments comme le tube de Pitot ou l'anémomètre. La pression totale se mesure dans le sens de l'écoulement.

On trouvera des renseignements sur le calcul des pressions dans des publications comme *Industrial Ventilation* de l'American Conference of Governmental Industrial Hygienists et le *ASHRAE Handbook* de l'American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers.

3.5 *Pression statique* La pression statique est la pression requise pour vaincre la résistance d'un fluide à l'écoulement. C'est pourquoi elle est parfois appelée pression de frottement ou de résistance.

3.6 *Pression dynamique* Dans les transporteurs pneumatiques, la pression dynamique s'exerce de deux façons. Premièrement, elle désigne la pression de mise en vitesse des fluides. Deuxièmement, elle résulte des pertes dynamiques qui se produisent quand les conduits changent de forme ou d'orientation. Ces changements sont à l'origine de turbulences et de pertes d'énergie. Pour calculer ces pertes, on utilise la formule :

$$\text{Perte} = F \times P_v$$

où F = coefficient de perte

P_v = (vitesse(m/s)/1,29)^2

Le tableau 1 présente une liste de facteurs de correction à appliquer à de l'air non standard (par opposition à l'air de référence).

L'écoulement des fluides dans un réseau de transport étant toujours un phénomène dynamique, il faut s'attendre à des pertes de charge. Pour calculer les pertes de charge, utiliser les formules empiriques présentées dans les problèmes types de la section 8. Utiliser également les graphiques des figures 7 et 8 pour améliorer la précision des calculs et déterminer par déduction la valeur de paramètres inconnus comme le coefficient de rugosité ou le frottement des produits. Utiliser les calculs théoriques et faire preuve de bon sens.

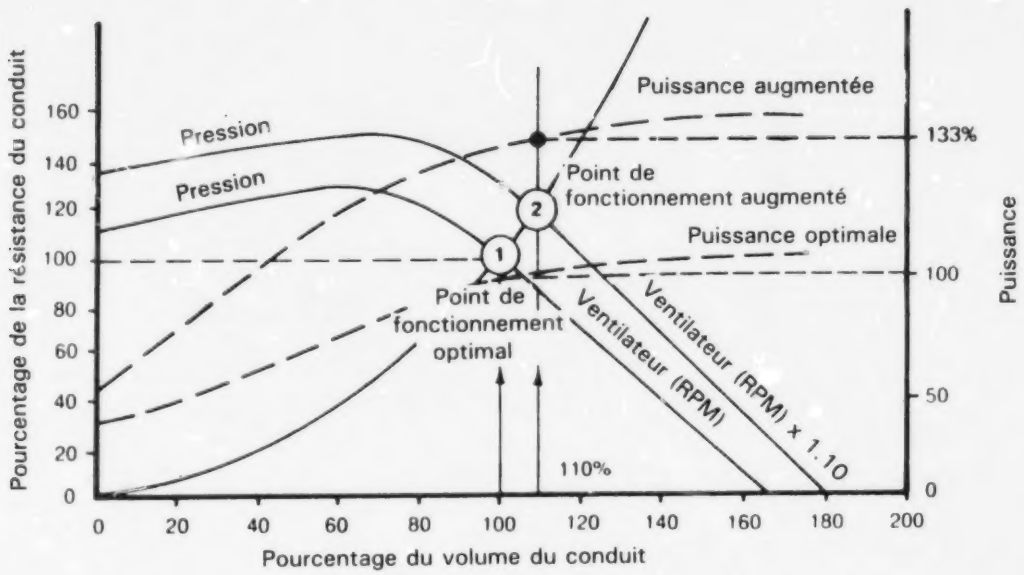


Fig. 3 Effet d'un accroissement de 10 % de la vitesse d'un ventilateur.
Source : Fan application manual : Fans and fan systems.

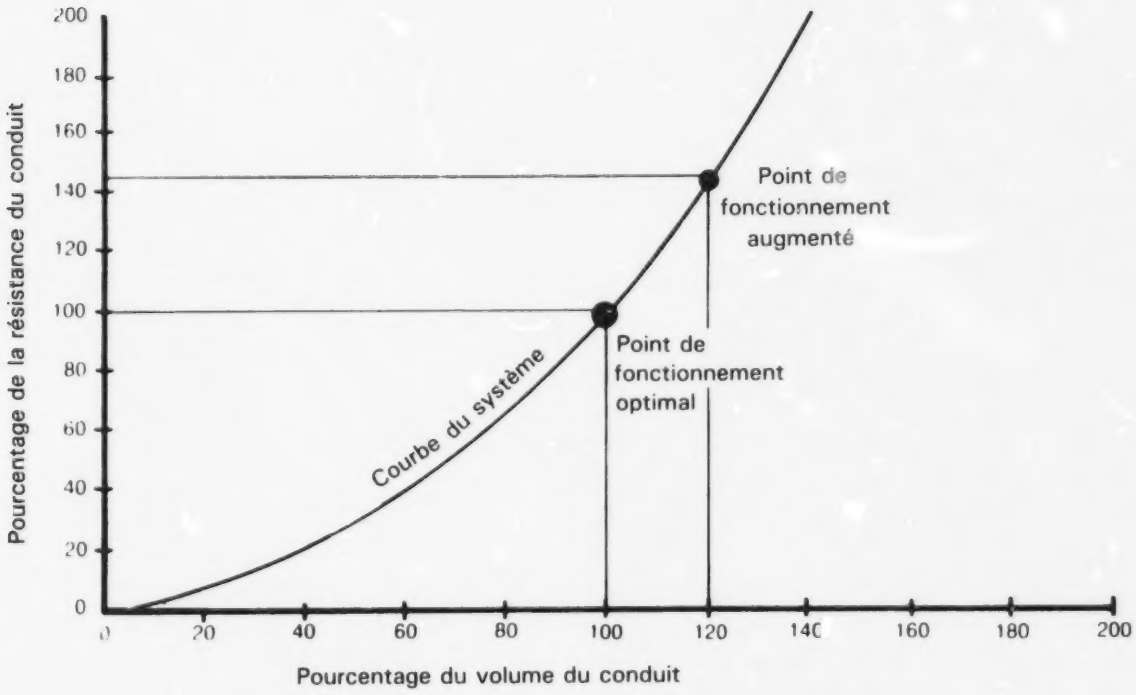
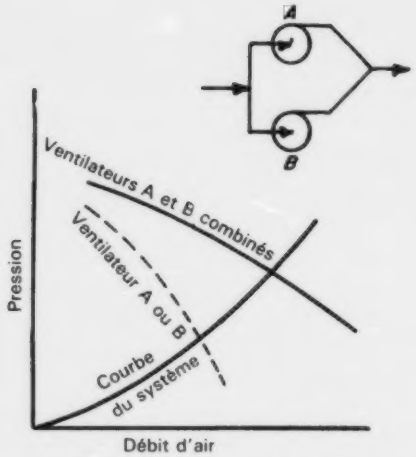
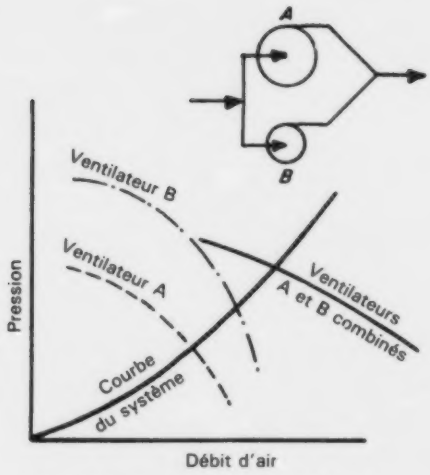


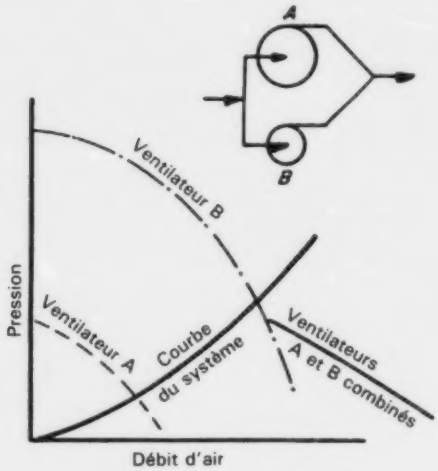
Fig. 4 Effet sur la pression totale d'un accroissement de 20 % du débit.
Source : Fan application manual : Fans and fan systems.



Pour obtenir la plus grande efficacité, on recommande l'emploi de deux ventilateurs identiques.



On obtient une bonne efficacité avec deux ventilateurs différents.



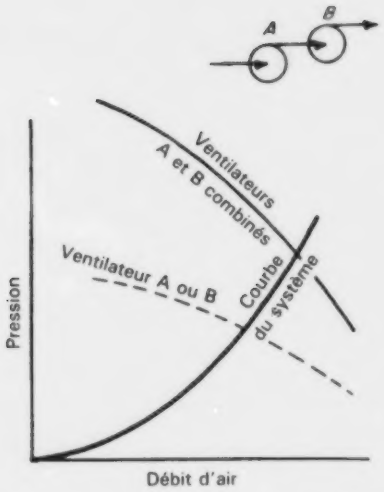
On obtient une mauvaise efficacité avec deux ventilateurs différents.

Lorsque la courbe du système ne rencontre pas la courbe des ventilateurs combinés avant le ventilateur B, celui-ci fait circuler plus d'air que les ventilateurs A et B en parallèles.

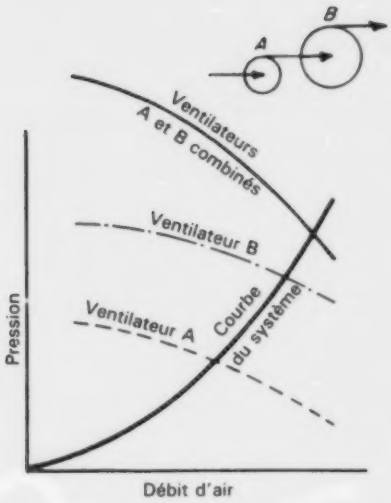
Nota :

1. La courbe du système doit rencontrer la courbe des ventilateurs combinés ou le ventilateur qui fournit une pression plus grande peut faire circuler à lui seul plus d'air.

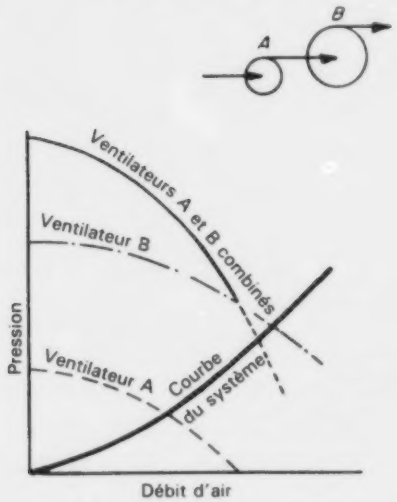
Fig. 5 Ventilateurs utilisés en parallèle.
Source : Industrial ventilation, a manual of recommended practice.



On obtient le plus grand rendement avec deux ventilateurs identiques.



On obtient un bon rendement avec deux ventilateurs différents.



On obtient un mauvais rendement avec deux ventilateurs différents.

Lorsque la courbe du système ne croise pas la courbe des ventilateurs combinés ou croise la courbe combinée en projection avant la courbe du ventilateur B, le ventilateur B fera circuler plus d'air que les ventilateurs A et B en séries.

Nota :

1. La courbe du système doit croiser la courbe des ventilateurs combinés ou ceux-ci doivent faire circuler plus d'air à eux seul.

2 Le volume d'air propulsé par chaque ventilateur sera le même étant donné que l'air est incompressible.

Fig. 6 Ventilateurs utilisés en série.
Source : Industrial ventilation, a manual of recommended practice.

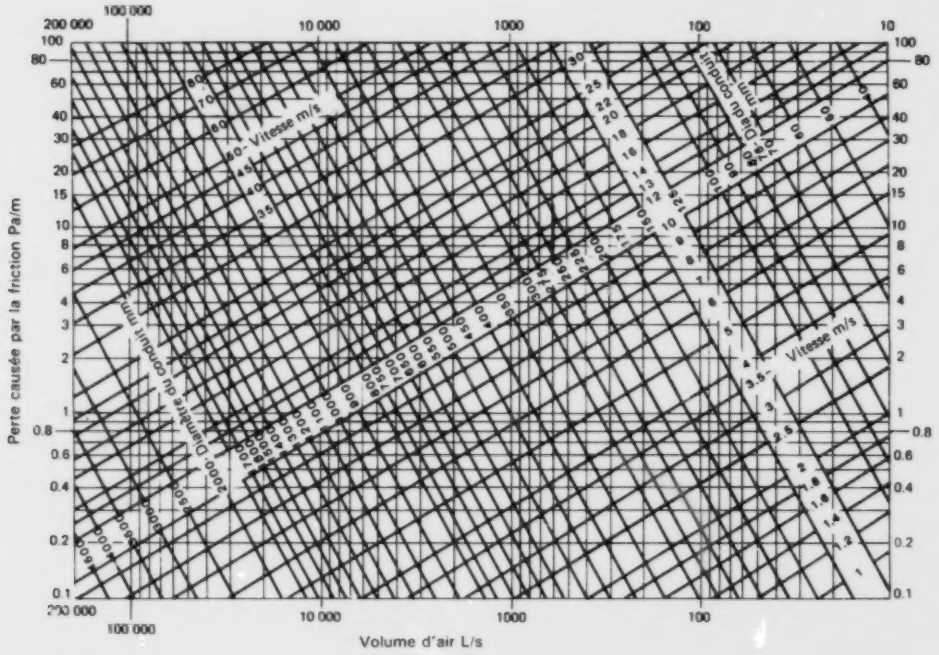


Fig. 7 Pertes de charge par frottement.
Source : ASHRAE handbook, S.I. edition.

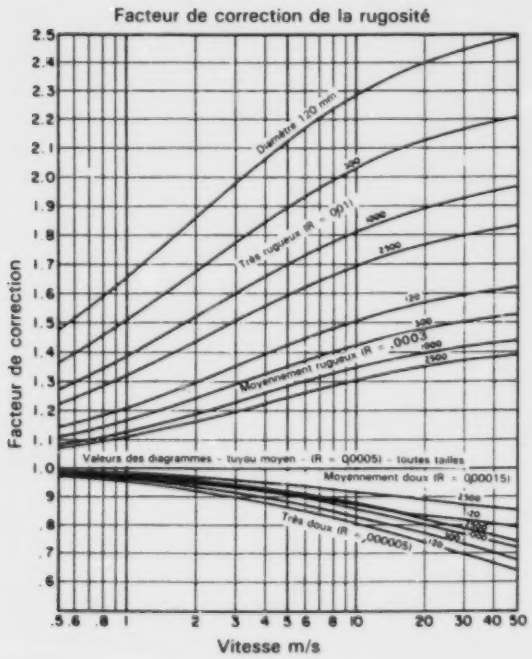


Fig. 8 Facteurs de correction de la rugosité.
Source : Industrial ventilation, a manual of recommended practice.

3.7 Appareils de déplacement d'air

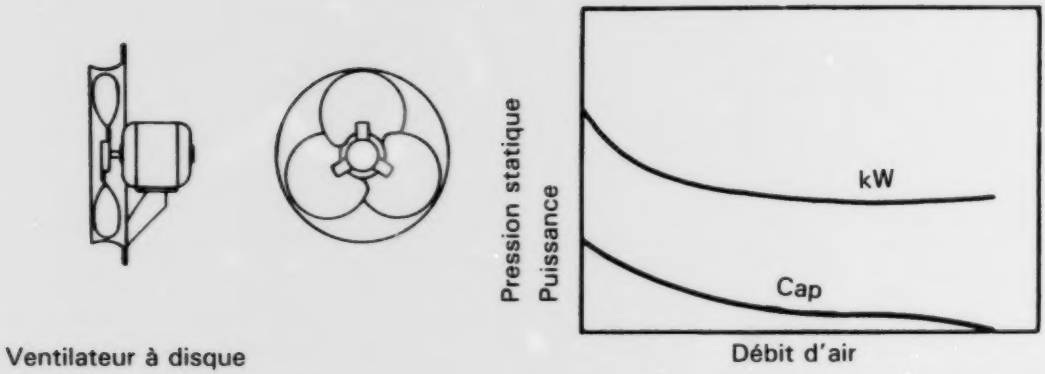
Les ventilateurs et les soufflantes produisent les écoulements d'air qu'on utilise pour faire circuler, aspirer ou refouler d'importants volumes d'air ou de gaz. On distingue essentiellement deux types d'appareils de déplacement d'air : les ventilateurs et les soufflantes à déplacement positif.

Il ne faut pas confondre soufflantes et ventilateurs. L'un et l'autre utilisent la force centrifuge pour entraîner un déplacement d'air. Les soufflantes (ou les compresseurs), toutefois, font appel à un déplacement positif pour aspirer de l'air dans une chambre fermée, le comprimer, puis le libérer sous pression dans un réseau de conduits. Les ventilateurs, en revanche, ne font que déplacer l'air. Un ventilateur peut être assimilé à une soufflante si la résistance à l'écoulement s'exerce principalement en aval du ventilateur.

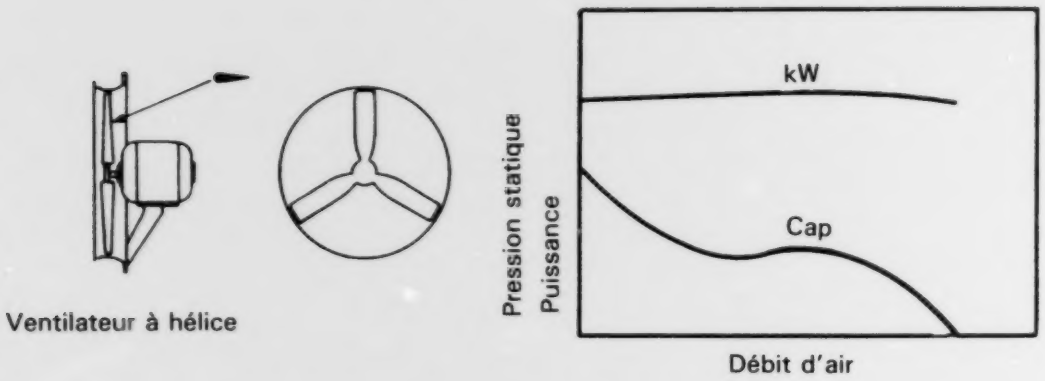
On distingue trois principaux types de ventilateurs :

- les ventilateurs hélicoïdes
- les ventilateurs centrifuges
- les ventilateurs spéciaux

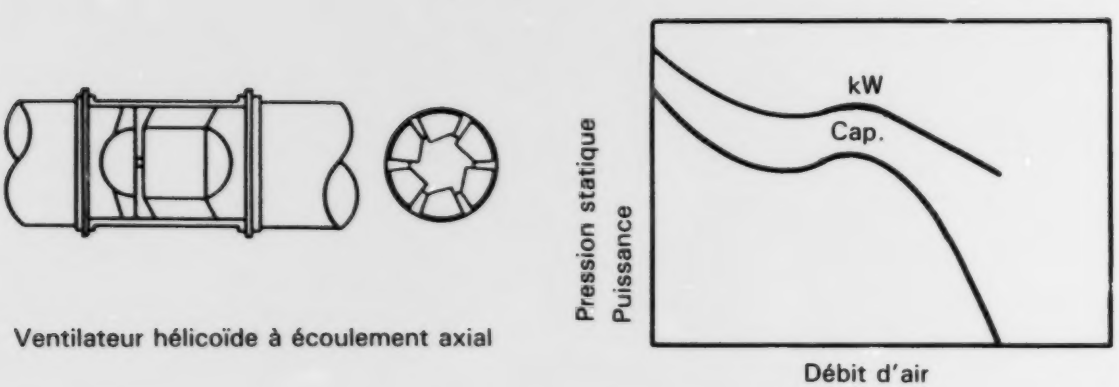
3.8 *Ventilateurs hélicoïdes* Les ventilateurs hélicoïdes, également appelés ventilateurs à hélice, fournissent des débits d'air élevés, sous faible pression statique. On les affecte le plus souvent à des fonctions générales de ventilation ou de brassage. Avec ces ventilateurs, une faible variation de pression peut entraîner d'importantes variations du débit d'air. La figure 9 présente trois types de ventilateurs hélicoïdes et donne pour chacun des courbes de rendement types.



Ventilateur à disque



Ventilateur à hélice



Ventilateur hélicoïde à écoulement axial

Fig. 9 Ventilateurs hélicoïdes à écoulement axial.
Source : Industrial ventilation, a manual of recommended practice.

Les ventilateurs hélicoïdes appartiennent généralement à l'une ou l'autre des catégories suivantes :

- Les ventilateurs à disque, qu'on utilise pour produire un courant d'air propre, sans résistance de conduits.
- Les ventilateurs à hélice, qu'on utilise pour produire un courant d'air sous faible pression statique (les ventilateurs d'aération de bâtiment, par exemple).
- Les ventilateurs hélicoïdes tubulaires, qu'on installe dans de courts tronçons de canalisations pour assurer le déplacement de l'air contenant des matières qui pourraient s'accumuler sur les pales. Choisir dans ce cas des ventilateurs de fort diamètre tournant à faible vitesse; les matières s'y accumulent en effet moins que sur les pales de petits ventilateurs tournant à grande vitesse.
- Les ventilateurs hélicoïdes à ailettes, qui sont puissants et de faible encombrement. Ils permettent d'atteindre des pressions plus importantes que les ventilateurs à hélice et sont offerts en modèles à roues multiples et ailettes à pas variables. N'utiliser les ventilateurs hélicoïdes à ailettes que pour déplacer de l'air propre.

3.9 *Ventilateurs centrifuges* Le ventilateur centrifuge consiste en une roue à aubes qui tourne dans une enveloppe en volute. La figure 10 présente les trois principaux types de ventilateurs centrifuges soit les ventilateurs à aubes courbes inclinées vers l'avant, les ventilateurs à aubes droites ou radiales et les ventilateurs à aubes inclinées vers l'arrière, et donne les courbes de rendement types de chacun.

Le ventilateur à aubes courbes inclinées vers l'avant est formé d'une roue qui comporte de nombreuses petites aubes et qui tourne dans une cage d'écureuil. Le bord d'attaque de chacune des aubes est courbé vers l'avant, dans le sens de la rotation de l'appareil. Ce ventilateur donne les meilleurs résultats à faible pression statique (moins de 1 kPa) et il fonctionne silencieusement. On l'utilise dans les systèmes de chauffage et de ventilation où la pression statique est faible ou modérée. Il se révèle également utile, notamment, dans les installations de séchage des grains où la pression de service demeure voisine de 0,75 kPa.

Le ventilateur à aubes courbes inclinées vers l'avant n'est pas adapté au déplacement d'air chargé de poussières ou de fumée. De même, il ne convient pas aux systèmes dans lesquels le débit d'air peut fluctuer sans que la pression de service varie sensiblement. Si la pression statique augmente, le ventilateur devient instable, son débit est irrégulier et il s'ensuit des variations de pression.

Le ventilateur à aubes droites ou radiales est le «costaud» de la manutention de matières; bien choisi, il convient à une foule d'applications. On l'utilise en particulier dans les systèmes où les matières traversent le ventilateur, ou lorsqu'on a besoin d'une pression élevée.

Le ventilateur à aubes droites ou radiales tourne à vitesse périphérique moyenne et il est moyennement bruyant. La roue comporte un ou deux bandages ou n'est pas bandée du tout; les aubes peuvent prendre diverses formes.

Dans le ventilateur à aubes inclinées vers l'arrière, les aubes sont inclinées dans le sens contraire de la rotation. Ce ventilateur tourne à grande vitesse périphérique; il fournit un bon rendement mécanique et résiste aux surcharges. Cette dernière caractéristique joue un rôle important dans les installations où les faibles fluctuations de la pression statique entraînent d'importantes variations du débit d'air. Dans la plupart des applications agricoles (ventilation exceptée), toutefois, il est peu probable qu'un ventilateur soit surchargé, dans la mesure où le système règle de lui-même le débit d'air.

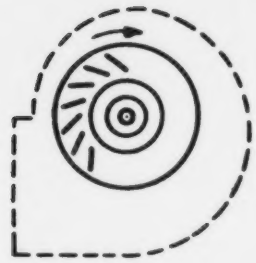
N'utiliser les ventilateurs à aubes inclinées vers l'arrière qu'avec de l'air propre.

3.10 *Ventilateurs spéciaux* La figure 11 reproduit deux ventilateurs spéciaux couramment affectés à des applications agricoles :

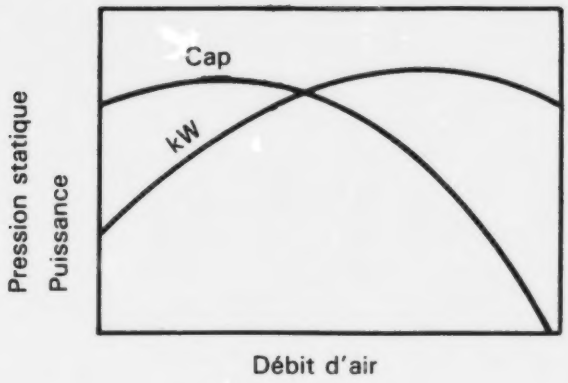
- le ventilateur centrifuge à aubes à profil aérodynamique courbées vers l'arrière
- le ventilateur centrifuge à écoulement axial

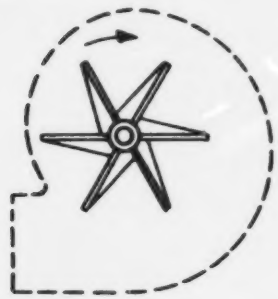
Le ventilateur centrifuge à aubes à profil aérodynamique courbées vers l'arrière est en fait une version améliorée du ventilateur à aubes inclinées vers l'arrière. Les aubes de ce ventilateur de type spécial ont un profil aérodynamique qui rend l'appareil plus efficace et plus silencieux. Le ventilateur centrifuge à aubes à profil aérodynamique courbées vers l'arrière offre également l'avantage de donner un rendement égal dans toute l'étendue de son domaine d'utilisation.

Le ventilateur centrifuge à écoulement axial est essentiellement un ventilateur à aubes courbées vers l'arrière logé dans un carter qui est conçu pour être installé dans une canalisation. Côté encombrement, ses caractéristiques s'apparentent à celles du ventilateur hélicoïde à ailettes.

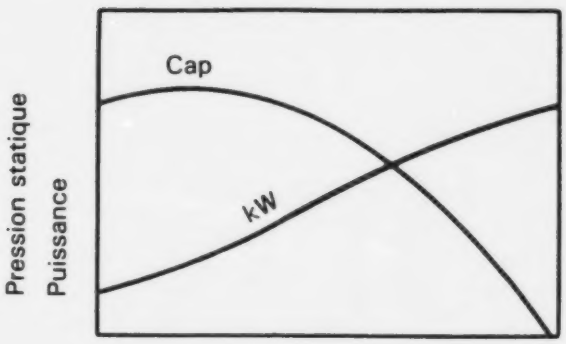


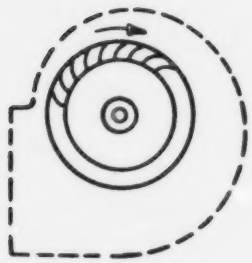
Aubes inclinées vers l'arrière





Aubes droites ou radiales





Aubes courbes inclinées

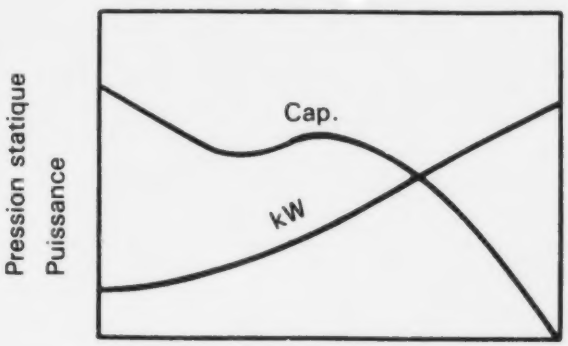
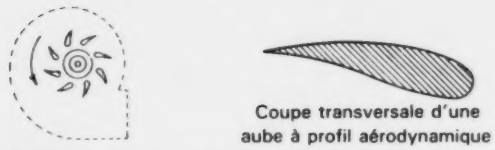


Fig. 10 Ventilateurs centrifuges.
Source : Industrial ventilation, a manual of recommended practice.



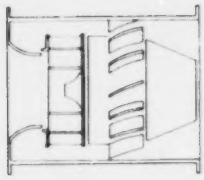


Fig. 11 Ventilateurs centrifuges à aubes profilées et à écoulement axial.
Source : Industrial ventilation, a manual of recommended practice.

3.11 Soufflantes et compresseurs à déplacement positif

Les soufflantes et les compresseurs à déplacement positif se distinguent par leur pression de service. Les soufflantes sont des machines mono-étagées pouvant délivrer des pressions maximales de 100 kPa. Les compresseurs fournissent de faibles débits d'air, mais à pression élevée.

La soufflante à déplacement positif la plus couramment utilisée dans la manutention des produits est le surpresseur Roots à deux pales dont le mouvement est conjugé par engrenages de manière à former une chambre de volume variable (fig. 12). L'air est aspiré dans la chambre, comprimé et refoulé dans les conduits. Comme la tolérance de ces soufflantes n'est pas très élevée, l'air qui les alimente doit être bien filtré et débarrassé de ses poussières. L'air chargé de poussières réduit considérablement la durée de vie probable de ces machines. On doit également prévoir dans le réseau un limiteur de pression, pour le cas où un tuyau s'obstruerait.

D'autres soufflantes de conception analogue au surpresseur Roots ont des pressions peu élevées ou moyennes; ce sont la soufflante à pales multiples et la soufflante à pales filetées.

Il existe deux principaux types de compresseurs : le compresseur alternatif (à pistons) et le compresseur rotatif (fig. 13 et 14). La grande majorité des compresseurs utilisés dans le secteur agricole sont du type alternatif : ils sont simples, fiables et peu coûteux. Un compresseur mono-étagé à pistons de 0,75 kW fournit 1,8 L/s d'air à 700 kPa; une machine de 7,5 kW peut fournir 23 L/s d'air à 1 200 kPa.

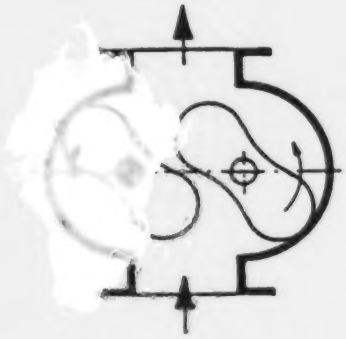


Fig. 12 Surpresseur de type Roots.

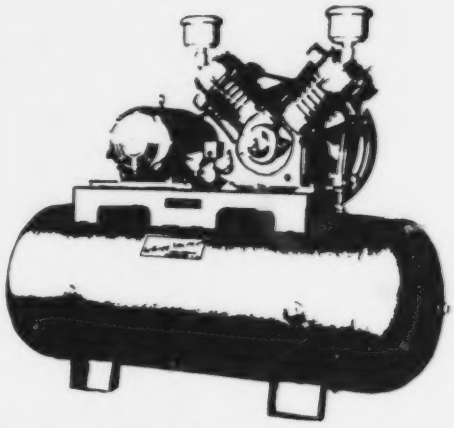


Fig. 13 Compresseur alternatif.
Source : Industrial catalogue : Air compressors.

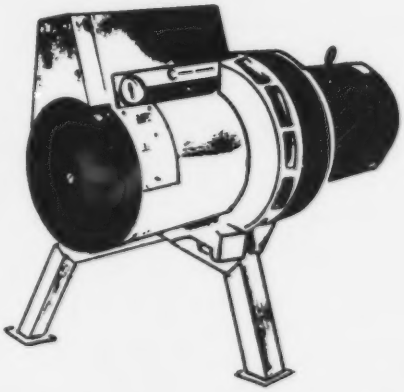


Fig. 14 Compresseur rotatif.
Source : Industrial catalogue : Air compressors.

Le tableau 2 présente le débit de divers compresseurs en service continu.

Il existe de nombreux modèles de compresseurs de toute taille. Choisir le moteur, le réservoir et les commandes en fonction de l'usage probable du compresseur dans tel ou tel type d'exploitation agricole. Tout compresseur devrait nécessairement comporter un contacteur manométrique commandant la marche et l'arrêt du compresseur, une soupape de sécurité, un manomètre, un clapet de purge du réservoir, un clapet antiretour, un filtre d'admission et un bouclier de sécurité.

Choisir un réservoir d'un volume inférieur à 200 L si la capacité de stockage ne joue pas un rôle important, si le compresseur est rarement ou peu sollicité par comparaison à sa capacité nominale, ou si la machine est équipée de commandes de débit constant. Utiliser un réservoir de plus de 200 L si l'installation nécessite d'importants débits de courte durée, si les variations de pression doivent être réduites au minimum et si le système doit être alimenté en air frais et sec. En général, et toutes proportions gardées, les compresseurs à petit réservoir sont moins coûteux que les autres.

La pression minimale d'utilisation de la plupart des compresseurs se situe autour de 700 kPa. Les systèmes industriels fonctionnent normalement à une pression de 550 à 700 kPa. Fixer la pression à 550–700 kPa sur les compresseurs à action intermittente, et à 550–600 kPa sur les machines à action continue. Ces pressions fournissent le meilleur rapport «débit/énergie consommée».

Utiliser des pressions de l'ordre de 850 kPa quand il y a forte consommation d'air en des points éloignés et pour accroître le volume d'air en réserve. En faisant passer la pression à plus de 700 kPa, on réduit légèrement le débit d'air.

Dans le secteur agricole, il est rare qu'on ait besoin de pressions de 1 000 à 1 200 kPa. Ces pressions se rencontrent le plus souvent dans les applications commerciales ou industrielles, par exemple les ateliers de réparation de véhicules.

Tableau 2 Débit de compresseurs en service continu

Intervalle de pression kPa	Débit L/s	Puissance, kW	
		Bi-étagés	Mono-étagés
550–1030	1,5–1,8		0,75
550–1030	1,9–2,7		1,10
550–1030	2,8–3,6		1,50
550–1030	3,7–4,8		2,20
550–690	6,3–9,4	3,7	
550–690	9,5–13,8	5,6	
550–690	13,8–18,9	7,5	
550–690	18,9–28,3	11,2	
550–690	28,4–37,8	14,9	

Note : Les débits sont ceux de compresseurs en service continu. En service intermittent, l'installation d'un réservoir d'une plus grande capacité autorise l'utilisation d'un compresseur moins puissant.
Source : *Industrial catalogue : Air compressors.*

4 TRANSPORTEURS PNEUMATIQUES

Le transporteur pneumatique se compose d'un ventilateur ou d'une soufflante produisant un flot d'air, d'un dispositif d'introduction du produit à transporter dans le flot d'air, de canalisations et d'un séparateur, qui sert à extraire les matières solides du flot d'air.

L'air transporte le produit jusqu'à destination; il fournit l'énergie grâce à laquelle le produit est amené de son état de repos à la vitesse requise. Une fois cette vitesse atteinte, le ventilateur ou la soufflante fournit l'énergie et le débit d'air voulus pour vaincre la résistance du réseau.

Bien conçus, les transporteurs pneumatiques offrent plusieurs avantages par rapport aux transporteurs mécaniques :

- ils sont autonettoyants;
- les canalisations peuvent atteindre les endroits difficiles (le nombre des coudes doit cependant être limité);
- leur entretien est peu coûteux (à moins qu'ils ne soient utilisés dans le transport de produits abrasifs);
- les problèmes occasionnés par les poussières sont minimes;
- on peut y intégrer des fonctions de refroidissement et de séchage.

Les transporteurs pneumatiques présentent toutefois des inconvénients :

- les produits friables peuvent être endommagés;
- les systèmes pneumatiques consomment plus d'énergie que d'autres systèmes de transport;

- ils ne conviennent pas au transport de produits de haut en bas;
- les canalisations doivent être horizontales ou verticales.

4.1 Types de transporteurs pneumatiques

Les transporteurs pneumatiques font appel soit à une dépression, soit à une surpression. Les systèmes à dépression fonctionnent à une pression inférieure à la pression atmosphérique; les systèmes à surpression fonctionnent à une pression supérieure à la pression atmosphérique. L'un et l'autre sont illustrés à la figure 15.

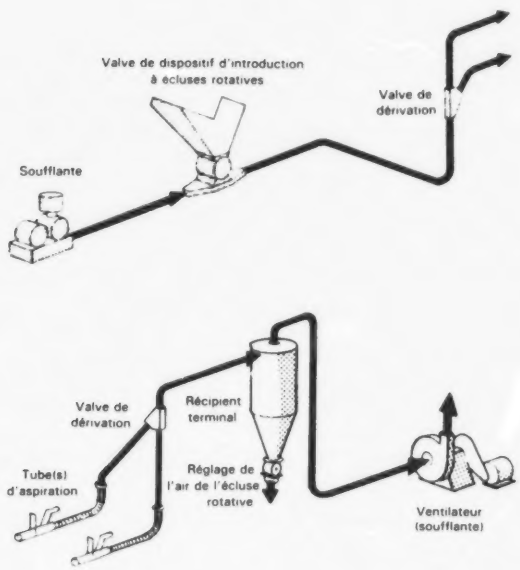


Fig. 15 Transporteurs pneumatiques à surpression et à dépression.
***Source : Industrial catalogue*, Muncy, Koppers Company, Inc.**

Utiliser un système à dépression lorsqu'il y a plusieurs points d'introduction, mais un seul point de refoulement. À l'inverse, choisir un système à surpression s'il y a plusieurs points de refoulement, mais un seul point d'introduction.

Dans l'un et l'autre cas, c'est le débit d'air nécessaire au transport des produits qui détermine la puissance requise. Les caractéristiques du ventilateur ou de la soufflante sont fonction de la pression et du débit d'air requis.

Dans certaines installations, le transporteur pneumatique demeure stationnaire. Dans d'autres applications, il peut avoir à être déplacé en divers endroits. Les transporteurs pneumatiques mobiles sont généralement utilisés pour transporter un produit d'un point à un autre, pour décharger des grains d'une cellule dans un camion ou d'un wagon de chemin de fer dans une cellule ou un camion, par exemple.

Les transporteurs pneumatiques sont classés en fonction de leur pression de service. On en distingue quatre catégories :

- les systèmes à basse pression
- les systèmes à pression moyenne
- les systèmes à pression élevée
- les systèmes de fluidisation

4.2 *Systèmes à basse pression* Les transporteurs pneumatiques à basse pression fonctionnent à des pressions maximales de 5 kPa, avec un ratio «matières solides/air» de 1,0 et moins. Ils sont alimentés en air par un ventilateur centrifuge.

Le plus souvent, il s'agit de systèmes à dépression; ils se prêtent bien au transport de produits légers et secs comme la poussière, le son ou les aliments industriels pour animaux. Ces produits sont assez fins pour traverser le ventilateur sans risquer d'être endommagés.

Dans les systèmes à basse pression, ne pas tenir compte des matières solides en suspension si le ratio «matières solides/air» est inférieur à 0,2. (Le ratio «matières solides/air» équivaut au rapport entre le débit massique des produits transportés et le débit massique de l'air.)

À concentrations élevées, il doit être tenu compte de la présence de matières solides en suspension; en effet l'accélération des particules et le frottement des produits sur les parois des canalisations accroissent l'énergie requise par le système. On trouvera d'autres renseignements sur les liens entre la présence de particules en suspension et la conception d'un transporteur dans la section 4.13, «Capacité de transport», et la section 8, «Problèmes typiques».

4.3 *Systèmes à pression moyenne* Les systèmes à pression moyenne – surpression ou dépression – fonctionnent à des pressions de l'ordre de 5 à 35 kPa, avec des ratios «matières solides/air» de 1,0 à 6,0. L'alimentation en air est assurée par des soufflantes mono-étagées, poly-étagées ou à déplacement positif. La capacité des systèmes se situe généralement de 1 à 100 t/h. Les systèmes utilisés dans le déchargement des navires sont plus puissants encore.

Utiliser les transporteurs pneumatiques à pression moyenne – surpresssion ou dépression – pour transporter des granulés ou des bouchons sur de courtes distances, dans des canalisations de pètit diamètre.

4.4 *Systèmes à pression élevée* Les systèmes à pression élevée fonctionnent à des pressions de l'ordre de 35 à 170 kPa; leur ratio «matières solide /air» peut atteindre une valeur de 30. À des ratios aussi élevés, les matières solides entraînent de l'air et ont tendance à se fluidiser.

Utiliser les systèmes à pression élevée pour transporter des granulés à des débits élevés, sur de longues distances.

4.5 *Systèmes de fluidisation* Les systèmes de fluidisation s'utilisent à faible vitesse d'écoulement d'air, avec des ratios «matières solides/air» pouvant atteindre une valeur de 300. On s'en sert pour transporter des matières solides en fines particules susceptibles d'entraîner de l'air (amidon, farine, chaux fine, par exemple). Les systèmes de fluidisation peuvent prendre la forme de transporteurs à réservoir de détente ou d'aéroglissières (Airslide, TM Fuller GATX, par exemple).

Dans un système à réservoir de détente, le produit est fluidisé par addition d'air, puis le réservoir est mis sous pression. On l'achemine ensuite par des canalisations vers le point de stockage. Utiliser les systèmes à réservoir de détente là où les produits à stocker doivent être élevés. Ils ne conviennent au transport horizontal que sur de courtes distances.

L'aéroglissière est constituée par un caisson faiblement incliné vers le bas. Une membrane faite de tissu ou d'un autre matériau poreux divise horizontalement le caisson en deux canaux. Le canal inférieur est porté à une pression de 6 à 30 kPa, ce qui amène les produits à se fluidiser et à s'écouler. Le débit d'air et la pression requis par les aéroglissières sont fonction des caractéristiques du produit transporté et de la vitesse d'écoulement désirée.

Ne pas utiliser les aéroglissières pour élever des produits. Les canalisations de ces systèmes sont installées en pente, dans le sens d'écoulement des produits transportés.

4.6 Dispositifs d'introduction

Dans les transporteurs pneumatiques, les dispositifs d'introduction servent à introduire les produits dans le système, puis à les séparer du flot d'air.

Dans les systèmes à basse pression, un tube suceur ou une pompe à vis introduit les produits dans le flot d'air. Il importe de voir à ce que la quantité d'air additionnel admise au point d'introduction suffise à maintenir le ratio «produits/air» à une valeur peu élevée. Si l'air additionnel est admis en quantité insuffisante, la conduite risque de s'obstruer.

Dans les systèmes à pression moyenne ou à pression élevée, les pressions en jeu sont suffisamment importantes pour justifier l'utilisation d'un dispositif d'introduction étanche à l'air. Les écluses rotatives conviennent généralement; les transporteurs à grande capacité (qui font appel à une dépression d'aspiration et une surpression de refoulement), toutefois, sont couramment équipés de prises d'air additionnel réglables.

4.7 Dispositifs d'introduction à écluses rotatives

Les dispositifs d'introduction à écluses rotatives (fig. 16) s'utilisent aussi bien dans les systèmes à surpression que les systèmes à dépression. Les écluses rotatives peuvent également agir comme joints étanches à l'air au point d'évacuation des récepteurs. La figure 17 présente un dispositif d'introduction à écluse rotative à passage direct.

Quand le transporteur est en marche, les produits arrivent au sommet de l'écluse, s'écoulent à travers les aubes le long de l'arbre horizontal et se déversent à la base de l'appareil. L'écoulement des produits se fait par gravité.

Trois facteurs déterminent la capacité de l'écluse :

- le déplacement volumétrique de l'écluse
- la vitesse de rotation du rotor
- l'aptitude des produits à pénétrer dans le rotor et à en sortir

Le déplacement volumétrique d'une écluse se calcule facilement. Multiplier le déplacement par la vitesse de rotation pour obtenir la capacité théorique de l'écluse.

L'aptitude d'un produit à pénétrer dans l'écluse et à en sortir est beaucoup moins facile à prévoir. Garder la force centrifuge exercée sur le produit à une valeur inférieure à celle de la force de gravitation pour que le produit tombe bien dans les alvéoles. Cette servitude limite généralement la vitesse de rotation des écluses à 20–60 r/min, compte tenu du diamètre du rotor, de l'aptitude du produit à s'écouler et de la durée de vie probable de l'appareil.

Les écarts de pression à l'intérieur même d'une écluse peuvent également contribuer à en réduire la capacité. Si l'écart mesuré dans le

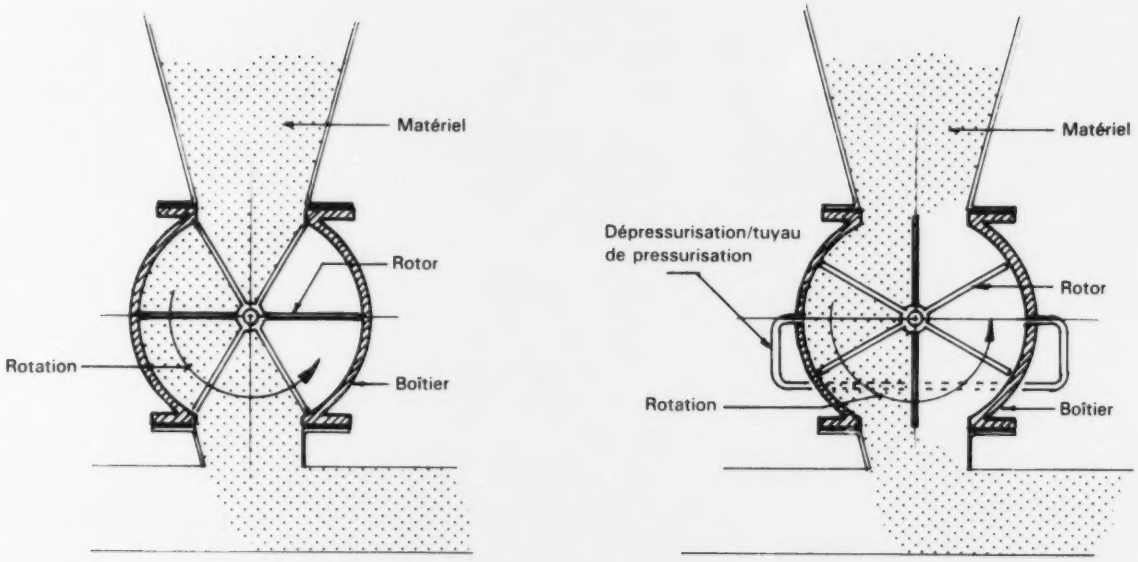


Fig. 16 Régulateur rotatif de débit d'air et dispositif d'introduction rotatif à haute pression.

sens d'écoulement du produit est positif, ses conséquences sont minimes ou nulles. Toutefois, si l'écart observé est négatif, trois facteurs peuvent contribuer à réduire la capacité de l'appareil :

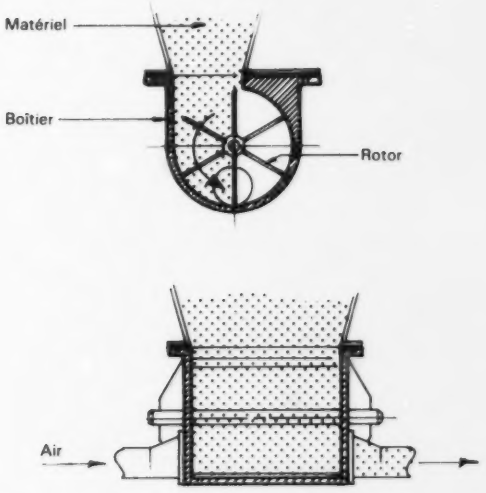


Fig. 17 Dispositif d'introduction à écluse rotative à passage direct.

- La mise en pression préalable des alvéoles. Côté alimentation, les alvéoles doivent être en mesure de se charger d'air avant que le produit ne puisse pénétrer dans l'écluse.
- Les fuites d'air à travers l'écluse, entre le côté refoulement et le côté alimentation. Ces fuites peuvent nuire à l'écoulement du produit dans l'écluse.
- La pression accumulée dans la conduite de transport. La pression accumulée dans la conduite de transport peut empêcher le produit de s'écouler entre les aubes.

Pour éviter la mise en pression préalable des alvéoles vides, on les garde à la pression atmosphérique en pratiquant des prises d'air dans le carter de l'appareil. Prévoir les prises d'air à l'endroit où l'alvéole est séparée de l'orifice d'alimentation et de l'orifice d'évacuation d'une distance égale à l'espace entre l'extrémité de deux aubes.

Pour réduire les fuites d'air, choisir un rotor ajusté avec précision ou régler le jeu entre l'extrémité des aubes et le carter; ce réglage ne peut se faire que sur les aubes à extrémité réglable ou flexible.

Pour corriger la mise sous pression de la conduite de transport, utiliser une écluse à passage direct ou mettre les alvéoles d'alimentation sous pression préalable en utilisant l'air libéré par les alvéoles vides.

La capacité d'une écluse rotative se trouve également réduite si les produits n'ont pas le

temps de s'écouler dans les alvéoles ou d'en ressortir. Ce facteur est intimement lié à la présence ou l'absence d'un flot d'air refoulé dans l'écluse et à l'effet de la force centrifuge, questions qui ont été examinées ci-dessus.

L'aptitude à l'écoulement du produit agit également sur la capacité du système. Les produits collants ou rugueux s'écoulent plus lentement que les produits granulaires secs. Par exemple, un système transportant des grains de blé lisses aura un meilleur débit qu'un autre transportant des grains d'orge rugueux, toutes choses étant égales par ailleurs (écluses de mêmes dimensions, vitesse et écarts de pression identiques).

Les écluses les plus répandues sont équipées de rotors à aubes à extrémité réglable ou flexible. Dans les deux systèmes, on prévoit généralement un jeu de 0,07 à 0,25 mm entre l'extrémité des aubes et le carter du rotor. Les machines à aubes à extrémité flexible absorbent environ trois fois plus d'énergie à –30 °C qu'à des températures plus élevées.

L'usure de l'extrémité des aubes est à l'origine de fuites d'air, en amont de l'écluse. Ce phénomène ne réduit pas uniquement la capacité de l'écluse; il compromet le bon fonctionnement de tout le système. L'utilisation d'aubes à extrémité réglable permet de réduire les fuites au minimum en atténuant le jeu entre le rotor et son carter. Si les écarts de pression de part et d'autre de l'écluse autorisent l'utilisation d'aubes à extrémité flexible, ces dernières préviennent mieux les fuites que les autres types d'aubes. Les aubes à extrémité flexible durent moins longtemps que les autres, mais cela ne pose que peu de problèmes dans la plupart des applications agricoles.

Au moment de concevoir un système d'alimentation, choisir le nombre d'aubes en fonction des applications. Le nombre d'aubes choisi doit être celui qui donnera le mélange air/produit le plus uniforme. Au moment de planifier un système dans lequel les produits d'un contenant sous pression doivent être déversés dans un contenant à pression atmosphérique, déterminer le nombre d'aubes en fonction du volume des fuites admissibles. Dans ce cas, c'est généralement le rotor à cinq ou six aubes qui donne les meilleurs résultats, quatre aubes étant toujours en contact avec le carter.

Les dispositifs d'introduction à pression moyenne nécessitent six ou, plus couramment, huit aubes pour assurer la ventilation et la mise sous pression des alvéoles.

Le volume des alvéoles de toute écluse est fonction du nombre d'aubes. Quand un produit est introduit en quantités importantes dans un flot d'air, la vitesse de l'air diminue rapidement, et la pression statique augmente. Ces variations se produisent chaque fois qu'une aube passe devant l'orifice de refoulement de l'écluse et elles peuvent être à l'origine de surpressions momentanées. Ces surpressions accroissent les besoins en énergie, diminuent la capacité du transporteur et occasionnent une usure prématurée de l'entraînement. Les surpresseurs de type Roots (cf. section 3.11) ont également tendance à produire des variations momentanées de pression. C'est pourquoi on les équipe généralement d'un réservoir-tampon lorsqu'on les utilise à proximité d'une écluse.

Les fabricants fournissent tous des données sur le déplacement volumétrique des rotors qui équipent leurs appareils. En guise d'exemple, nous reproduisons ci-dessous les données techniques d'une écluse rotative Sprout-Waldron de type 1.

Déplacement volumétrique typique

Écluse rotative Sprout-Waldron de type 1

Diamètre/longueur (mm/mm)

	200/150	250/200	360/250	400/360
Capacité (m^3/r)	0,003	0,008	0,020	0,037

Source : *Industrial catalogue*, Muncy, Koppers Company, Inc.

Choisir la capacité en fonction de 75 % du déplacement indiqué dans le tableau ci-dessus. Si le système ne doit nécessiter qu'un entretien minime, fixer le régime maximum à 30–40r/min. L'énergie absorbée par l'entraînement varie d'un fabricant à l'autre, mais elle est généralement de l'ordre de 0,2 à 1,2 kW. Si l'écart de pression de part et d'autre du dispositif d'introduction est élevé, les besoins en énergie augmentent, et le jeu entre le rotor et son carter doit être réduit.

4.8 *Exemples de calcul de régime d'écluse rotative* Calculer la vitesse à laquelle devrait tourner l'écluse rotative d'un dispositif d'introduction traitant un produit d'une densité de 800 kg/m^3 à raison de 50 t/h.

$$\text{Volume/min} = \frac{50}{0{,}80 \times 60}$$

$$= 1{,}04 \text{ m}^3\text{/min}$$

Déplacement requis à 25 r/min

$$= \frac{1{,}04}{0{,}75 \times 25}$$

$$= 0{,}056 \text{ m}^3\text{/r}$$

Déplacement d'une écluse 400/360 par tour

$$= 0{,}037 \text{ m}^3/\text{r}$$

Vitesse corrigée de l'écluse :

$$= \frac{0{,}056 \times 25}{0{,}037}$$

$$= 38 \text{ r/min}$$

4.9 *Pompes à vis* La pompe à vis (fig. 18) s'utilise pour amener un produit d'une cellule à une canalisation de transport. Dans ce cas, le produit comprimé assure l'étanchéité par rapport à l'atmosphère, mais la colonne de grains dans la trémie au-dessus de la pompe doit être suffisamment importante pour éviter les fuites d'air ou les débordements. Ce système convient particulièrement bien aux systèmes à basse pression.

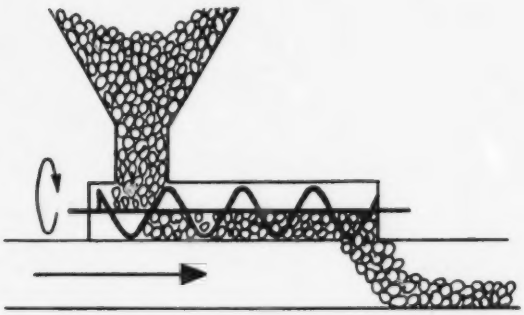


Fig. 18 Dispositif d'introduction à pompe à vis.

La pompe à vis déverse le produit qu'elle transporte directement dans la chambre de mélange du système.

4.10 *Dispositifs d'introduction à injecteur* Les dispositifs d'introduction à injecteur (fig. 19) ne trouvent que peu d'applications dans le secteur agricole. On les utilise surtout dans la mise en vitesse de particules d'une masse spécifique élevée. Malheureusement, la contre-pression qui se crée dans le tube venturi est à l'origine de débordements qui entraînent eux-mêmes une perte de contrôle du produit transporté.

4.11 *Dispositifs d'introduction à tube suceur* Les dispositifs d'introduction à tube suceur (fig. 20) peuvent eux-mêmes être alimentés par des systèmes à basse ou moyenne pression. L'air additionnel pénètre dans le système par une ouverture évasée ou par une double enveloppe. Au moment de concevoir un système à tube suceur, on envisagera la possibilité de régler l'admission d'air additionnel de manière à obtenir le meilleur débit possible.

Les dispositifs d'introduction à tube suceur peuvent s'utiliser avec un tuyau souple à la manière d'un système d'aspiration, ou ils peuvent servir à décharger un bac conçu pour admettre de l'air dans un système pleinement chargé.

4.12 Facteurs de conception liés à la vitesse des particules et de l'air

La qualité de la conception d'un transporteur à basse pression dépend principalement de la vitesse de l'air. La vitesse de l'air est cependant difficile à déterminer dans la mesure où elle dépend des caractéristiques du produit transporté.

Les caractéristiques des produits dont il importe de tenir compte dans la conception d'un transporteur pneumatique sont les suivantes :

- l'aptitude à l'écoulement

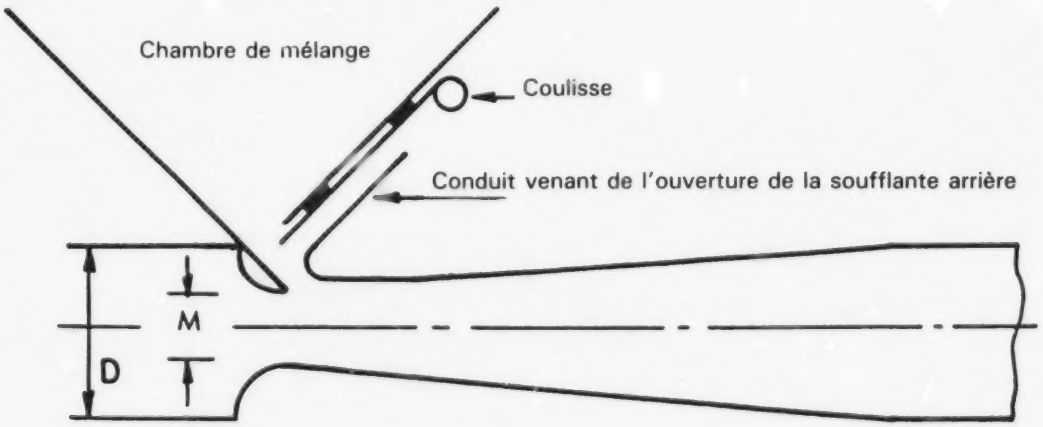


Fig. 19 Dispositif d'introduction à injecteur.

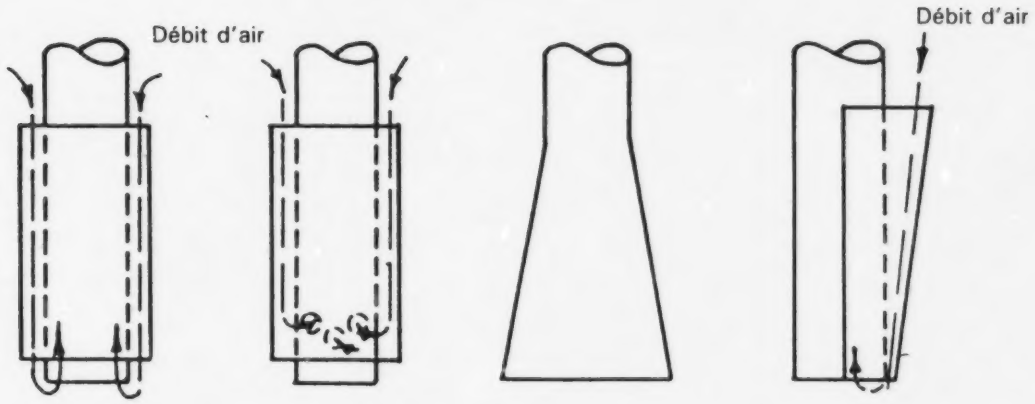


Fig. 20 Dispositifs d'introduction à tube suceur.

- la densité
- la forme et la taille des particules
- l'abrasivité
- la fragilité

L'aptitude d'un produit à l'écoulement est probablement la caractéristique qui exerce le plus d'influence sur la conception du matériel. Les produits granulaires et secs s'écoulent généralement bien, sans poser de problèmes. Les produits huileux ou collants, en revanche, peuvent s'accumuler sur les parois des conduits et obstruer des canalisations. Les transporteurs utilisés dans la manutention de ces produits demandent donc plus d'énergie. La teneur en humidité du produit transporté agit sur son aptitude à l'écoulement et sa cohésion.

Les produits qui s'écoulent librement et qui ont un poids volumétrique de l'ordre de 400 à 1 400 kg/m^3 ne posent habituellement pas de problèmes de transport. Le transport des produits plus denses demande une plus grande énergie. Les produits légers, de leur côté, supposent des dispositifs d'introduction plus importants.

Les particules sphériques d'un diamètre maximum de 10 mm se transportent généralement bien et elles n'imposent pas d'exigences spéciales. Même si le blé et le soja ont environ la même masse spécifique, le transport des grains de soja, plus gros, requiert une vitesse de 15 à 20 % supérieure à celui du blé.

Certains produits agricoles sont passablement abrasifs; c'est le cas, par exemple, de l'orge, du riz, du soja et des engrais granulés. Les systèmes utilisés dans le transport de ces produits absorbent plus d'énergie pour vaincre les frottements. De même, les produits abrasifs peuvent entraîner une usure excessive des composantes des systèmes utilisés pour les transporter.

Les transporteurs pneumatiques peuvent endommager certains produits agricoles. Cela est particulièrement vrai des semences et des graines oléagineuses. Les semoules et les produits moulus, par contre, ne souffrent que peu ou pas du transport. Bien conçus et bien choisis, les systèmes et le matériel de transport devraient endommager le moins possible les produits transportés.

4.13 Capacité de transport

La capacité d'un transporteur pneumatique ne tient pas uniquement à l'effet du débit et de la vitesse de l'air; elle dépend également de la régularité de l'introduction des produits dans le réseau. Les systèmes alimentés par intermittence ont une capacité moindre et sont plus exposés au bourrage.

Dans les systèmes à faible dépression, l'apport d'air additionnel au point d'aspiration des matières contribue à améliorer la capacité de transport du réseau. La quantité d'air additionnel utilisée est fonction du débit de l'appareil et du ratio «matières solides/air» requis. En abaissant le taux d'admission d'air additionnel, on augmente le taux d'aspiration des produits; il peut toutefois y avoir bourrage si le taux d'admission d'air additionnel est insuffisant. Malheureusement, il est presque impossible d'estimer avec précision à quels débits les bourrages se produisent. On trouvera au tableau 3 quelques vitesses de transport couramment utilisées.

En général, c'est la nature du produit et le ratio «matières solides/air» qui déterminent la vitesse de transport. Pour les produits non présentés au tableau 3, et à des densités de 400 à 1 400 kg/m^3, utiliser le tableau 4.

Tableau 3 Vitesses de transport typiques

Produit	Vitesse de l'air (m/s)
Fèves	20–25
Orge	20–33
Maïs	25–30
Graines de coton	20–30
Avoine	20–30
Sable (sec)	28–46
Sciure de bois	20–30
Copeaux	18–25
Blé	20–30
Laine	23–30

Tableau 4 Vitesse de l'air pour divers ratios «matières solides/air»

Ratio «matières solides/air»	Vitesse (m/s)
0,33–0,13	20
0,44–0,33	21
0,53–0,44	23
0,67–0,53	25
0,85–0,67	26
0,11–0,85	28

Source : *Reference data and tables. Bulletin RD-1.*

4.14 Séparateurs

Le séparateur assure la séparation du mélange air-matières solides. Plusieurs types de séparateurs sont aujourd'hui disponibles; deux sont abondamment affectés à des applications agricoles : le cyclone et le collecteur ou filtre de tissu.

4.15 *Cyclone* Le cyclone est un séparateur centrifuge. Épurateur d'air d'efficacité moyenne, il donne par contre de bons résultats avec des particules assez grosses. Le cyclone ne convient généralement pas à l'extraction des fines poussières (particules de moins de 50 µm); son efficacité varie néanmoins considérablement en fonction de la conception de l'appareil et de ses conditions d'entretien.

À leur entrée dans le cyclone, l'air et les matières solides sont animés d'un mouvement en spirale et chassés dans la chambre conique de l'appareil. Sous l'influence de la force centrifuge, les matières solides sont projetées contre la paroi extérieure du cyclone. Les matières solides sont recueillies à la base du cyclone, alors que l'air s'échappe par le sommet.

La diminution du diamètre du cyclone entraîne une augmentation de la vitesse de l'air, un accroissement de la perte de charge et une amélioration du pouvoir séparateur de l'appareil.

Le pouvoir séparateur d'un cyclone est fonction de la vitesse d'admission du mélange air-produits, du diamètre du cyclone et de la hauteur du cyclone. Les cyclones qui donnent le meilleur rendement sont les cyclones à vitesse d'admission élevée qui ont un faible diamètre et une grande hauteur. Ils déterminent également des pertes de charge importantes.

Dans les systèmes agricoles, il vaut mieux choisir des cyclones de fort diamètre à faible perte de charge (fig. 21).

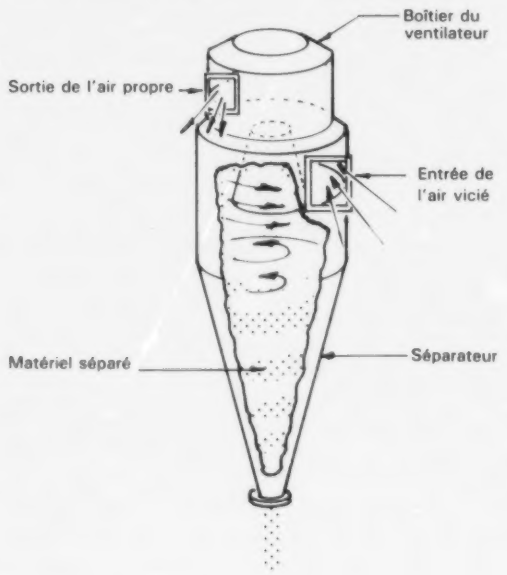


Fig. 21 Cyclone.

Si le système ne rejette que de l'air propre, utiliser un cyclone à grand rendement, c'est-à-dire un cyclone à vitesse d'admission élevée, faible diamètre et grande hauteur. Autrement, recourir à des filtres.

La perte de charge créée par un cyclone se situe de 2 à 5 fois la pression observée dans la conduite d'admission. Munir l'orifice d'évacuation des produits d'une vanne étanche à l'air. Donner un angle d'au moins 60 ° à la paroi de la trémie conique du cyclone pour éviter les accumulations de produits.

De nombreuses autorités réglementent aujourd'hui l'opacité de l'air rejeté à l'atmosphère par les cyclones. Cette situation entraîne l'utilisation de matériel de filtrage d'air propre à débarrasser l'air des fines particules de poussières de grains qu'il contient. Souvent, les particules de moins de

50 µm représentent plus de 50 % de la masse des poussières recueillies.

Au moment de concevoir un cyclone ou un système de filtrage, prévoir des trappes d'accès qui en rendront le nettoyage possible. Les systèmes sont tous exposés à des bourrages occasionnels, particulièrement quand ils sont utilisés dans la manutention d'aliments pour animaux. Les poussières qui contiennent de l'humidité ou des matières grasses sont particulièrement portées à s'accumuler sur les parois intérieures du cyclone et elles doivent être délogées. Le séparateur qui n'est pas nettoyé voit son efficacité diminuer et est davantage exposé aux pontages.

Pour assurer l'efficacité d'extraction des particules de l'air, maintenir le sens de rotation de l'air dans le cyclone en prévoyant un orifice d'évacuation tangentielle de l'air orienté dans le même sens que l'orifice d'admission. Voir à ce que les ventilateurs ne perturbent pas le sens de rotation de l'air dans le système.

La taille de la conduite d'alimentation d'un cyclone est fonction du débit d'air et de la nature des produits transportés. On trouvera à la figure 22 les dimensions standard pour des cyclones de fort diamètre. Les entreprises qui fabriquent des cyclones sont nombreuses. Pour obtenir de plus amples renseignements, consulter les documents qu'elles publient.

4.16 *Collecteurs à manches textiles* Les collecteurs à manches textiles s'utilisent pour débarrasser un flot d'air des fines particules qu'il contient. Ils sont constitués d'un corps muni à l'intérieur de manches ou de tubes filtrants.

Au fur et à mesure que l'air chargé d'impuretés ou de poussières traverse le tissu, les particules se déposent sur le tissu. L'air ainsi filtré est réutilisé ou rejeté dans l'atmosphère. Le rendement obtenu est souvent de l'ordre de 99 % pour des particules de 5 µm et plus.

Le nettoyage des collecteurs à manches se fait par vibration mécanique ou soufflage d'air propre à contre-courant.

La taille des collecteurs à manches textiles est fonction de deux facteurs : la quantité d'air traversant le tissu et la vitesse de filtration (ou ratio «débit d'air/surface du milieu filtrant») des matières transportées.

La vitesse de filtration peut varier de 15 (L/s)/m^2 dans le cas des filtres à nettoyage par vibration à 75 (L/s)/m^2 dans le cas des filtres à nettoyage par contre-courant, compte tenu de la nature des matières transportées. Les filtres à nettoyage par vibration ne se révèlent pas d'une très grande efficacité dans la plupart des applications agricoles. Utiliser plutôt des filtres à nettoyage par soufflage à contre-courant de jets d'air comprimé ou poussé par des ventilateurs à basse pression. La perte de charge déterminée par les filtres devrait être de l'ordre de 1,0 à 1,5 kPa.

L/S	A	B	C	D	E	F	G	H
700	190	50	200	610	50	400	300	760
1100	240	65	250	710	75	460	355	860
1300	250	75	300	760	100	510	380	910
1700	280	90	355	910	150	585	460	1170
2600	330	115	405	1070	150	625	530	1320
3400	330	150	460	1170	150	740	585	1420
4000	380	150	510	1270	250	890	710	1525
5500	430	190	610	1420	250	915	710	1575
7000	480	215	710	1625	250	1040	810	1625
9500	610	230	810	1830	300	1145	890	1830
12100	760	230	910	2030	300	1295	1015	2030
14200	840	255	1015	2235	300	1320	1120	2235

Dimension I – Télescopage des entrées pour l'ajustement

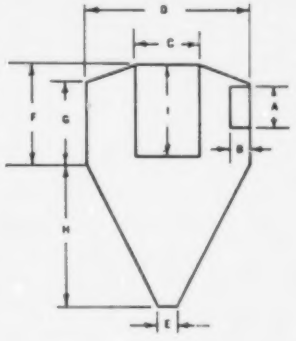


Fig. 22 Dimensions typiques de grands cyclones.

Pour obtenir plus de détails sur les caractéristiques et le choix des textiles à utiliser, consulter les fabricants.

4.17 Sécurité des transporteurs

Sauf dans les systèmes à basse pression, prévoir dans la conduite de transport une soupape de décompression ou une soupape casse-vide, le plus près possible de la soufflante. Fixer la pression de détente de 12 à 20 kPa au-dessus de la pression de service. La soufflante se trouvera ainsi protégée contre les dommages que pourrait causer un bourrage de la conduite.

L'utilisation d'une soufflante à déplacement positif requiert l'installation d'un filtre d'admission de bonne qualité. Vérifier le filtre périodiquement et le remplacer au besoin. La soufflante devrait être également équipée d'un assourdisseur; celui-ci joue un double rôle : il élimine les sautes de pression caractéristiques des surpresseurs Roots et il atténue le niveau de bruit de l'appareil.

Installer de préférence la soufflante dans un local inoccupé. Si cela n'est pas possible, la recouvrir d'une enceinte d'insonorisation. Dans l'un et l'autre cas, monter la soufflante sur des patins anti-vibrations.

Comme cela devrait toujours être le cas, les protège-courroies et les couvercles de protection doivent être en place quand l'appareil est en service.

5 SOUFFLEUSES DE FOURRAGES

Les souffleuses à roue à aubes sont couramment utilisées dans le transport ascendant de l'ensilage, du foin haché, des grains à teneur élevée en humidité, des semoules et d'autres produits; elles sont alimentées directement à la hauteur de l'ouie d'aspiration. Les produits quittent le carter de la roue à aubes à une vitesse voisine de la vitesse périphérique des aubes. Au départ, cette vitesse est supérieure à la vitesse de l'air, et l'air exerce un effet de ralentissement. Cependant au fur et à mesure que le produit s'élève dans la conduite, sa vitesse diminue et l'air lui communique l'énergie voulue pour l'amener à destination. Cela explique que l'ajout d'aubes à la roue d'une souffleuse a peu d'effet sur la vitesse des particules, même si le débit de l'air refoulé s'en trouve augmenté.

Le carter et la roue sont généralement concentriques, et le jeu entre les aubes de la roue et le carter, faible. Plus ce jeu est faible, meilleur est le rendement de la souffleuse. La fig. 23 présente les composantes d'une souffleuse de fourrages.

5.1 Besoins en énergie

Compte tenu de leur faible rendement, les souffleuses de fourrages absorbent une plus grande puissance que les convoyeurs mécaniques. La puissance réelle requise par une souffleuse de fourrages est fonction de la vitesse du ventilateur, de la nature des fourrages manutentionnés ainsi que du débit et de l'uniformité de l'alimentation. Comme les lois de rendement des ventilateurs le laissent supposer, la capacité d'une souffleuse de fourrages varie linéairement en fonction de sa vitesse, alors que la puissance requise par une souffleuse varie exponentiellement en fonction de sa vitesse. Pour obtenir un rendement optimal, il faut donc utiliser les souffleuses de fourrages à la vitesse la plus faible donnant la capacité et la hauteur d'élévation voulues.

La puissance moyenne absorbée par les souffleuses courantes est de l'ordre de 3 à 4,5 MJ/t dans le cas du maïs ou de l'ensilage et de 3 à 6 MJ/t dans le cas du foin.

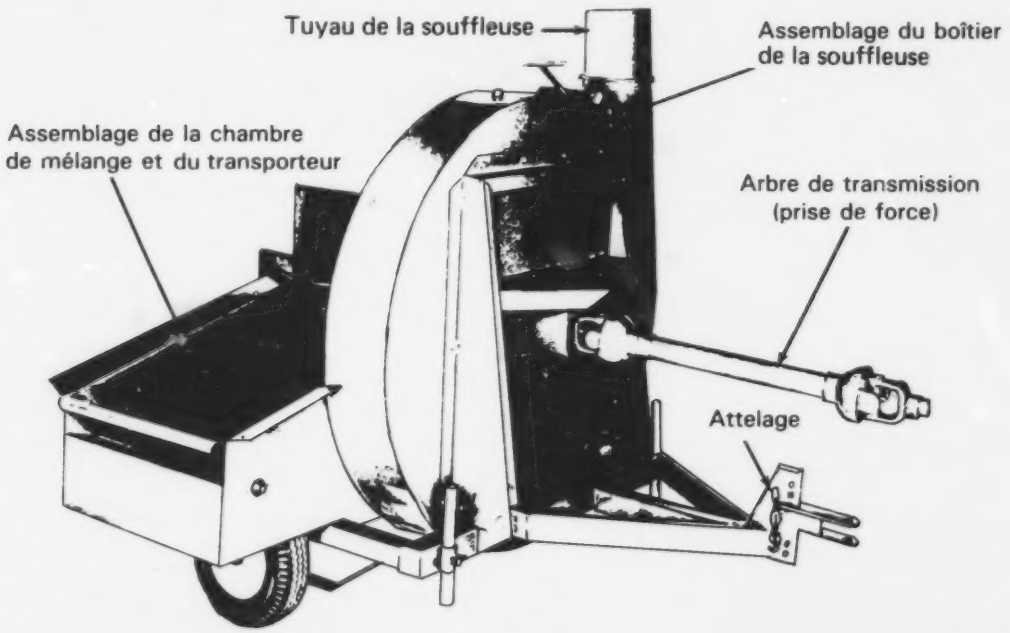


Fig. 23 Souffleuses de fourrages.
Source: Evaluation report : John Deere 6500 forage blower.

Le taux de rendement des souffleuses concentriques à aubes radiales n'est généralement que de l'ordre de 25 à 30 %. La chose tient généralement à l'existence de mouvements indésirables des particules, principalement quand les particules ne quittent pas la roue avant d'atteindre le point limite de chute. Pour obtenir un rendement optimal, régler la position de l'orifice d'alimentation et le débit d'alimentation de manière que les produits glissent sur les aubes et pénètrent dans la conduite de refoulement en entrant le moins possible en contact avec la volute. Les matières solides devraient toutes avoir quitté les aubes de la roue avant d'atteindre le point limite de chute. Dans les faits, toutefois, ces conditions s'obtiennent difficilement.

5.2 Capacité des souffleuses de fourrages

La hauteur théorique à laquelle un produit peut être élevé s'écrit :

$$H = V^2/2g$$

où H = hauteur d'élévation (m)

V = vitesse périphérique (m/s)

g = accélération due à la gravité (m/s^2)

Dans les faits, toutefois, les frottements qui s'exercent dans la conduite de refoulement et l'énergie requise pour faire circuler les produits dans la goulotte d'évacuation font que les hauteurs atteintes sont bien inférieures aux valeurs théoriques.

Des expériences ont montré que la hauteur d'élévation effective des souffleuses se situe de 40 à 50 % des valeurs théoriques. Pour calculer la hauteur d'élévation effective d'un conduit d'un diamètre maximal de 250 mm, utiliser l'équation suivante :

$$H = \frac{3{,}1\, v^2}{gW^{0{,}33}}$$

où W = capacité de la souffleuse (kg/h)

Cette équation vaut pour les capacités de 5,5 t/h et moins; elle tient compte du coude placé au sommet de la conduite, à l'endroit où les produits pénètrent dans le silo.

Dans les faits, la capacité des souffleuses varie considérablement. L'évaluation qui a été faite de deux souffleuses de fourrages par le Prairie Agricultural Machinery Institute (PAMI) ont donné les résultats suivants. Dans le transport de maïs à teneur en humidité de 60 %, les capacités se situaient de 20 à 27 t/h. Dans le cas du trèfle à teneur en humidité de 32 %, les capacités se situaient de 25 à 33 t/h. Le maïs et le trèfle ont été élevés d'une hauteur de 25 m. Le régime mesuré à la prise de force était de 540 tr/min. Un tracteur de 40 kW suffisait à actionner les souffleuses. Le PAMI a également observé que l'énergie était utilisée au mieux quaLe mais et le trèfle ont été élevés d'une hauteur de 25 m. Le régime mesuré à la prise de force était de 540 tr/min. Un tracteur de 40 kW suffisait à actionner les souffleuses. Le PAMI a également observé que l'énergie était utilisée au mieux quand le débit des produits était porté à sa valeur maximale.

En règle générale, la capacité d'une souffleuse de fourrages devrait être fixée à deux fois celle de la récolteuse. La souffleuse est ainsi en mesure de soutenir, voire de dépasser, le rythme des opérations de récolte et de transport.

Si la vitesse périphérique de la souffleuse est insuffisante, un bourrage se produit. En revanche, la souffleuse utilisée à un régime excessif consomme inutilement de l'énergie.

Plusieurs systèmes peuvent être utilisés pour alimenter la souffleuse en fourrages : transporteurs à vis, à bande, à chaîne ou à secousses, suceuses, etc. Les dispositifs d'alimentation sont offerts en longueurs de 0,5 à 3,7 m. Les souffleuses de fourrages sont généralement entraînées par la prise de force d'un tracteur, à 540 ou 1 000 tr/min.

5.3 Souffleuses à roue à aubes de produits granulaires

Les souffleuses à roue à aubes utilisées dans la manutention des grains peuvent prendre la forme de souffleuses de fourrages tournant à vitesse réduite ou de souffleuses à roue à aubes conçues pour assurer le transport des grains en conduite verticale.

Les souffleuses de fourrages transportent les grains à la manière de l'ensilage. Comme les grains peuvent être gravement endommagés, les souffleuses de fourrages ne conviennent pas à la manutention des semences ou des grains commerciaux. Elles se révèlent cependant utiles dans la manutention des céréales et des semoules fourragères.

Les souffleuses à roue à aubes utilisées dans la manutention des produits granulaires sont plus petites que les souffleuses de fourrages et elles tournent à plus grande vitesse. Les produits sont généralement introduits dans l'ouie de la roue à aubes; en évitant ainsi qu'ils ne heurtent les aubes, on en atténue la détérioration.

5.4 Recommandations d'utilisation

Suivre les recommandations ci-dessous pour optimiser le rendement des souffleuses et assurer la sécurité des opérateurs.

- Utiliser des coudes résistants et d'un grand rayon de courbure; placer les coudes le plus près possible de l'orifice d'évacuation du réseau. Cette configuration contribue à réduire les frottements et l'énergie requise.
- Positionner les conduits le plus verticalement possible; éviter les renfoncements.
- Prévoir un espace de 200 à 250 mm entre la base de l'orifice de refoulement du réseau et le sommet du silo. Cette configuration prévient les contre-pressions susceptibles d'occasionner des bourrages.
- Pour obtenir le meilleur rendement possible, utiliser le conduit de plus fort diamètre et les plus gros accessoires convenant à la souffleuse.
- Faire pénétrer de l'eau dans une souffleuse en marche par l'orifice d'admission d'eau pour dissoudre les dépôts gommeux laissés par un ensilage collant. Vérifier le ventilateur entre les chargements et régler le débit d'eau en fonction des besoins.
- Voir à ce que les souffleuses en service soient bien stables et de niveau.

6 LIMITATION DES DÉTÉRIORATIONS SUBIES PAR LES PRODUITS TRANSPORTÉS

Rares sont les mesures qui peuvent être prises pour atténuer les détériorations subies par les grains ou les granulés transportés pneumatiquement. Les particules de matières moulues présentent un ratio «surface/poids» élevé qui en rend le transport assez facile et peu dommageable. Les grains, en revanche, peuvent être endommagés dans une proportion de 3 à 4 % au cours d'une seule manutention dans un transporteur pneumatique. De façon générale, on pourra réduire le volume des détériorations, l'usure du système et les besoins en énergie en suivant les recommandations suivantes.

- Concevoir le réseau de manière à restreindre le plus possible le nombre des changements de direction. Les coudes constituent les principaux points d'usure, particulièrement à proximité de l'extrados.
- Utiliser des coudes d'une seule pièce, formés à froid et à grand rayon de courbure. Si les conduits sont trop légers pour être laminés à froid – ce qui est le cas, par exemple, des conduits de poussières – utiliser au moins 7 segments pour former un coude de 90 °. Le rayon des coudes des conduits de poussières doit être égal ou supérieur à 2,5 D (D = diamètre de la conduite). Dans les transporteurs de produits moulus, utiliser des coudes dont le rayon de courbure est d'au moins 5 D. Enfin, prévoir des coudes laminés d'un rayon de courbure égal à 10 D dans le transport des grains ou des granulés.
- Éviter d'utiliser des dispositifs d'introduction à écluse rotative dans la manutention des granulés.
- Utiliser la plus faible vitesse de transport donnant au transporteur un rendement continu et fiable.
- Garnir d'un matériau résistant à l'abrasion les coudes soumis à une forte usure. Les principaux matériaux anti-abrasion comprennent la céramique, l'acier à haute teneur en carbone et le polyéthylène à très haute densité.
- Certains produits particulièrement abrasifs déterminent une usure rapide des transporteurs pneumatiques. Ce sont notamment les pois, le soja, le lin et le maïs. Dans le cas des pois et du soja, notamment, les saletés entraînées expliquent souvent la majeure partie de l'usure.
- Certains produits sont particulièrement sensibles à l'abrasion et ont une faible résistance aux chocs. C'est le cas, notamment, des graines de dicotylédones comme les pois et les fèves, des semences – dont le taux de germination peut se ressentir de détériorations mineures – et des grains mal séchés, qui peuvent contenir des grains cassés ou des grains dont l'enveloppe a durci.

7 LUTTE ANTIPOUSSIÈRE

La lutte antipoussière joue un rôle essentiel dans les installations où sont manutentionnés des produits agricoles. Les poussières constituent en effet un danger pour la santé et elles présentent des risques d'incendie ou d'explosion.

Dans le transport des grains, le frottement des grains entre eux et le frottement entre les grains et les parois des contenants créent de la poussière. Cette poussière est une substance organique très fine, à pouvoir calorifique élevé. Plus la proportion des poussières en suspension dans l'air augmente, plus le risque d'explosion s'accroît. De même, les recherches ont montré que les poussières de grains peuvent être à l'origine de graves troubles respiratoires.

La lutte antipoussière comporte deux aspects : l'élimination des sources d'émission de

poussières dans l'atmosphère et le dépoussiérage.

7.1 Élimination des sources de création et d'émission de poussières

Les coûts de construction et d'utilisation des systèmes de dépoussiérage sont extrêmement élevés, particulièrement dans la mesure où les systèmes ne créent pas de revenus. De plus, le coût annuel d'entretien des systèmes de dépoussiérage peut atteindre 4 % de leur valeur de remplacement, et l'ajout d'un système de dépoussiérage à une installation contribue souvent à doubler la consommation d'énergie et les frais afférents.

Par leur conception, les systèmes de transport peuvent contribuer sensiblement à réduire la nécessité d'un système de dépoussiérage spécial. La réduction des frottements des grains joue à cet égard un rôle particulièrement important et elle se contrôle facilement dans les réseaux à écoulement non turbulent. Il est également possible de réduire le frottement des grains transportés en prenant les mesures suivantes.

- Utiliser des transporteurs à chaîne ou à bande de préférence à des transporteurs à vis.
- Réduire la pente et la longueur des goulottes de manière à y ralentir la vitesse d'écoulement des céréales. Cette solution réduit l'usure des goulottes, la détérioration des grains et la formation de poussières, aussi bien dans la goulotte qu'aux points de changement de direction (à l'endroit où les grains tombent dans une trémie ou sur un autre transporteur, par exemple).
- Utiliser des goulottes à extrados réduisant l'abrasion et munies de ralentisseurs d'écoulement.
- Réduire la profondeur des silos ou cellules de manière à atténuer l'impact des produits au moment du remplissage. La hauteur de chute de plus de la moitié des grains stockés dans un silo est égale à au moins la moitié de la profondeur du silo.
- Réduire la turbulence des grains qui circulent dans les tronçons de raccordement utilisés pour mettre en communication les diverses composantes du matériel de manutention et de stockage. Bien çoncus, les éléments de raccordement servent plus à contraindre l'écoulement naturel du produit qu'à le rediriger; ils créent ainsi beaucoup moins de poussières et requièrent beaucoup moins d'entretien.
- Utiliser des dispositifs d'élimination des bourrages et de régulation du débit pour éviter la mise en suspension dans l'air des poussières transportées. Cette solution peut nécessiter l'utilisation de plusieurs petites trémies tampons, mais elle élimine la création et l'émission de poussières. Les appareils modernes de régulation automatique de débit peuvent se révéler utiles dans ce domaine.
- Utiliser des transporteurs de fort diamètre et à vitesse lente pour atténuer la turbulence et l'effet abrasif des produits, tant à leur point d'introduction dans le système qu'à leur point de refoulement. En plus de restreindre l'émission de poussières, ces transporteurs durent plus longtemps et nécessitent moins d'entretien.

En portant attention à un certain nombre de procédures d'utilisation, on pourra également restreindre l'émission dans l'air ambiant des poussières créées par la manutention des produits.

- Sceller les tronçons de raccordement de manière à éviter les fuites de poussières.
- Rapiécer ou retourner les goulottes usées pour en prolonger la vie utile.
- Sceller les éléments de raccordement des goulottes.
- Calfeutrer les raccordements à bague fendue et en vérifier régulièrement l'étanchéité.
- Nettoyer fréquemment le sol et les surfaces où les poussières s'accumulent. Cette simple opération contribue à réduire la réintroduction de poussières dans l'air sous l'effet des courants d'air.
- Réduire la surface utile des ouvertures de manière à garder les poussières dans les trémies et les tronçons de raccordement.
- Équiper les silos de réception de grilles à fermeture par gravité automatique. Ces grilles restreignent efficacement l'échappement des poussières émises dans un silo en cours de remplissage. Même si elles sont coûteuses, elles contribuent également à réduire le débit d'air requis pour garder les produits traversant la grille à une vitesse suffisante pour empêcher l'émission de poussières.

Il ne s'agit là que de quelques exemples de mesures propres à réduire les concentrations de poussières dans les installations de manutention des grains. Ces mesures ne peuvent pas toutes être prises dans les installations actuelles; toutes, cependant, sont extrêmement rentables si on les compare aux coûts des systèmes de dépoussiérage et aux dangers pour la santé que peut présenter la présence de poussières dans l'air.

7.2 Systèmes de dépoussiérage

Il existe de très intéressants ouvrages sur la conception de systèmes de dépoussiérage. On aura intérêt à consulter des publications comme *Design of Industrial Exhaust Systems* (Alden and Kane Industrial Press), *Industrial Ventilation* (American Conference of Governmental Industrial Hygienists) et *ASHRAE Handbook* (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers).

Le concept de la vitesse d'extraction joue un rôle important dans la conception des systèmes de dépoussiérage. Il sert à déterminer la vitesse de l'air requise pour éviter que des particules de poussière ne s'échappent par une ouverture. Dans le cas de grains, la vitesse d'extraction est de l'ordre de 1,0 à 1,5 m/s, au-dessus d'un espace ouvert. Il faut doubler ces valeurs s'il y a de très forts courants d'air latéraux.

Le tableau 5 présente un guide des débits d'air à utiliser dans le dépoussiérage de diverses composantes de matériel de manutention ou de traitement de produits. Le débit d'air peut varier considérablement compte tenu du degré d'étanchéité, du débit des matières et de la tendance des grains à entrainer la formation de poussières.

Tableau 5 Débit d'air nécessaire au dépoussiérage

Éléments	Débit d'air
Silos	260 L/s par silo
Élévateurs à godets	510 L/s par m² de section transversale
Fosses	1 020 L/s par m² de surface exposée
Mélangeurs	
0,5 t	140 L/s
1,5 t	320 L/s
Plus de 1,5 t	450 L/s
Épurateurs	150 à 200 L/s par m² de surface d'épuration
Balances	
200 L	135 L/s
350 L	190 L/s
400 L	290 L/s
Transporteurs à vis	95 L/s (canalisations de 10 m de circonférence extérieure)

Source : Industrial ventilation, a manual of recommended practice.

Dans tout système de dépoussiérage, cependant, la vitesse minimale de l'air devrait être de 18 m/s.

8 PROBLÈMES TYPIQUES

La solution des problèmes posés par les systèmes de ventilation et les transporteurs pneumatiques à basse pression fait intervenir de nombreux facteurs.

Déterminer tout d'abord les contraintes d'utilisation du système, et notamment :

- les volumes d'air requis
- la capacité de transport requise
- la vitesse d'écoulement
- la disposition et l'emplacement des composantes du système
- les caractéristiques des produits transportés
- les conditions atmosphériques ambiantes

Utiliser ces renseignements pour calculer l'énergie nécessaire au déplacement de l'air propre et des matières à transporter, puis pour déterminer la taille des diverses composantes du système.

Tant pour l'air propre que pour les matières transportées, les pertes de charge sont liées aux facteurs suivants :

- pertes d'introduction
- pertes de mise en vitesse
- pertes dans les tronçons droits
- pertes dans les coudes
- pertes dans les appareils de réception
- pertes de charge totales du système

8.1 Pertes d'introduction (H_e)

$$H_e = F \times P_v$$

où F = facteur de perte d'introduction (cf. appendice 1)

P_v = pression dynamique (Pa)

8.2 Pertes de mise en vitesse (H_a)

Pour l'air propre :

$$H_a = P_v$$

Pour les matières transportées :

$$H_a = 2{,}25 \times R_w \times P_v$$

où 2,25 = facteur de conception établi par la MikroPul Corporation

R_w = ratio «débit – masse des matières solides/débit – masse de l'air»

8.3 Pertes dans les tronçons droits (H_p)

Pour l'air propre :

$$H_p = L_e \times F_l$$

Pour les matières transportées :

$$H_p = F_m/F_a \times F_l \times L_e$$

où L_e = longueur équivalente de conduit (m)

F_l = perte par frottement (Pa/m)

F_m = perte par frottement du mélange

F_a = perte par frottement de l'air

Au moment de calculer la longueur d'un transporteur pneumatique à basse pression, ajouter 15 à 20 % à la longueur des conduits verticaux.

8.4 Pertes dans les coudes (H_b)

Pour l'air propre :

H_b = longueur équivalente de conduits droits (cf. appendice 2)

Pour les produits transportés :

$$H_b = N \times [1 + 2(F_m/F_a - 1)] \times F_b \times P_v$$

où N = nombre de coudes

F_b = fraction de la pression dynamique (cf. appendice 2)

8.5 Pertes dans les appareils de réception (H_c)

La perte dans les appareils de réception est fonction de la nature des récepteurs. Dans la plupart des cas, on pourra estimer la perte en multipliant la pression dynamique par un facteur de 2 à 4. Dans le cas des récepteurs ou des filtres à manches textiles, toutefois, il faut consulter les données des fabricants.

Pour les pertes en aval du récepteur, fonder les calculs sur le facteur de perte de l'air propre et y ajouter l'effet des chapeaux protecteurs, des assourdisseurs, des indicateurs de débit et des éléments similaires.

Assimiler les systèmes équipés d'accessoires de conditionnement de l'air (appareils de chauffage, refroidisseurs, déshumidificateurs, etc.) à des systèmes à air propre.

8.6 Pertes de charge totales du système

La perte de charge totale du système est égale à la somme de chacune des pertes, de l'orifice d'admission à l'orifice de refoulement. Ce paramètre s'applique aussi bien à l'air propre qu'aux produits transportés.

8.7 Exemples de calcul relatif à des systèmes de dépoussiérage

Considérons un système simple de dépoussiérage d'une fosse de 1 m × 3 m (fig. 24). Comme les systèmes de dépoussiérage ne transportent essentiellement que de l'air propre, on ne tient pas compte de la masse du flot d'air et des matières qu'il contient.

Pour calculer le débit d'air à extraire (Q), on utilise les données du tableau 5.

$$Q = 1\text{ m} \times 3\text{ m} \times 1020\text{ (L/s)/m}^2$$
$$= 3060\text{ L/s}$$

La figure 7 présente des données sur les pertes par frottement de conduits de divers diamètres, pour diverses vitesses. À une vitesse de 20 m/s, la perte par frottement dans un conduit de 500 mm de diamètre s'élève à 8 Pa/m.

Dans ce cas :

$$P_v = (v/1{,}29)^2$$
$$= 240\text{ Pa}$$

où P_v = pression dynamique (Pa)

D'après l'appendice 1, le coefficient moyen d'introduction (C_e) des produits dans un silo à chapeau conique est de 0,90.

Pour calculer la perte d'introduction (H_e), on utilise la formule :

$$H_e = \frac{1 - Ce^2 \times P_v}{Ce^2}$$
$$= \frac{1 - 0{,}90^2 \times 240}{0{,}90^2}$$
$$= 56\text{ Pa}$$

D'après l'appendice 2, la longueur de conduit droit équivalente à deux coudes est égale à :

$$2 \times 9{,}2 = 18{,}4\text{ m}$$

La perte de charge d'un dépoussiéreur à filtre est de 1 500 Pa (cf. section 4.16, «Collecteurs à manches textiles».

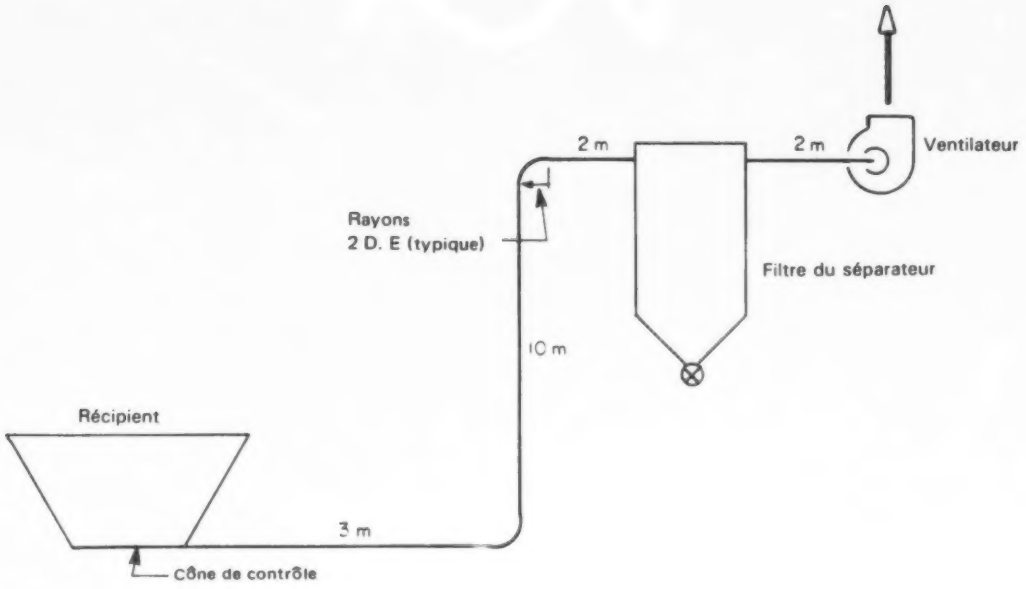


Fig. 24 Système de dépoussiérage.

La longueur équivalente de conduit est égale à :

$$17 + 18{,}4 = 35{,}4 \text{ m}$$

Calculer la perte de charge du conduit (H_p) :

$$H_p = L_e \times F_1$$
$$= 35{,}4 \text{ m} \times 8 \text{ Pa/m}$$
$$= 283{,}2 \text{ Pa}$$

Calculer la pression totale du système :

$$\text{pression du système} = P_v + H_e + H_p + H_c$$
$$= 240 + 56 + 283{,}2 + 1500$$
$$= 2079{,}2 \text{ Pa}$$

Choisir un ventilateur en mesure de fournir 3 060 L/s d'air à une pression de 2 079,2 Pa.

Puissance requise par le système :

$$\text{puissance} = \frac{\text{débit d'air} \times \text{pression totale}}{10^6 \times \text{rendement du ventilateur}}$$
$$= \frac{3060 \text{ L/s} \times 2079{,}2 \text{ Pa}}{10^6 \times 0{,}65}$$
$$= 9{,}8 \text{ kW}$$

Le rendement mécanique de la plupart des ventilateurs centrifuges est de l'ordre de 0,50 à 0,65. En accroissant le diamètre du conduit entre le récepteur et le ventilateur, on peut abaisser la consommation d'énergie. Dans ce cas, utiliser un dépoussiéreur à filtre et un ventilateur centrifuge à aubes courbées vers l'arrière ou à aubes à profil aérodynamique.

8.8 Calculs pour un transporteur pneumatique à basse pression

Problème : transporter 5,0 t/h de blé dans des conditions atmosphériques normales (fig. 25). Dans cet exemple, la vitesse approximative requise pour assurer le déplacement du blé est de 20–30 m/s (tableau 3). Choisir 25 m/s.

Le ratio «masse des matières solides/masse de l'air» maximum d'un transporteur pneumatique à basse pression est d'environ 1,0. Comme ce facteur est difficile à établir, il faut souvent procéder par tâtonnements. Par exemple, les premiers calculs peuvent rendre nécessaire l'utilisation d'une pression supérieure à la capacité d'un système basse pression; les paramètres du système doivent donc être corrigés de manière à abaisser le ratio «matières solides/air».

Outre les limites imposées par la pression, la conception d'un système est liée au coût de ses composantes.

Pour déterminer le débit d'air requis, utiliser la formule :

$$R_w = M_m/M_a$$

il s'ensuit que $M_a = M_m/R_w$

où M_m = débit – masse des matières solides (kg/s)

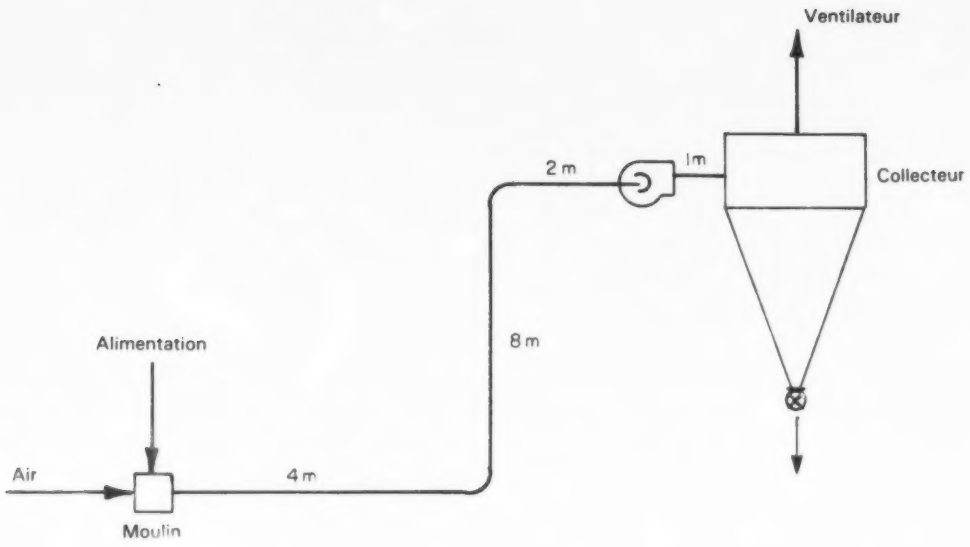


Fig. 25 Transporteur pneumatique à basse pression.

$$= \frac{5\ \text{t/h} \times 1000\ \text{kg/t}}{3600\ \text{s/h}}$$

$$= 1{,}4\ \text{kg/s}$$

M_a = débit – masse de l'air (kg/s)

$$= 1{,}4\ \text{kg/s}$$

Le débit d'air (Q) de l'air de référence (1,2 kg/m^3) s'écrit :

$$Q = 1{,}4/1{,}2$$

$$= 1{,}17\ \text{m}^3\text{/s}$$

$$= 1170\ \text{L/s}$$

Dans le graphique des pertes par frottement (fig. 7), choisir un conduit de 225 mm et une vitesse de 25 m/s; la perte par frottement (F_l) est égale à 30 Pa/m.

Dans ces conditions, la pression dynamique s'écrit :

$$P_v = (v/1{,}29)^2$$

$$= (25/1{,}29)^2$$

$$= 376\ \text{Pa}$$

D'après l'appendice 3, le ratio «perte par frottement des matières solides (F_m)/perte par frottement de l'air (F_a)» pour un ratio «masse des matières solides/masse de l'air» (R_w) de 1,0 est égal à :

$$F_m/F_a = 1{,}35$$

Calculer la longueur équivalente du système.

Longueur équivalente d'un coude d'un rayon de courbure égal à :

= 2,5 × diamètre (appendice 2)

2,9 m × 2 coudes = 5,8 m

Longueur équivalente de conduit vertical :

1,15 × 8 m = 9,2 m

Longueur équivalente de conduit horizontal

= 7,0 m

Longueur équivalente totale (L_e)

L_e (air propre) = (5,8 + 8,0 + 7,0)

= 20,8 m

L_e (matières solides) = (9,2 + 7,0)

= 16,2 m

Considérer séparément la perte de charge des matières transportées imputable aux coudes.

Calcul de la perte de charge totale des matières transportées :

Perte de charge à la mise en vitesse des produits (H_a) :

$$H_a = 2{,}25 \times R_w \times P_v$$

$$= 2{,}25 \times 1{,}0 \times 376$$

$$= 846\ \text{Pa}$$

Perte de charge des conduits droits (H_p) :

$$H_p = (F_m/F_a) \times L_e \times F_l$$

$$= 1{,}35 \times 16{,}2\ \text{m} \times 30\ \text{Pa/m}$$

$$= 656\ \text{Pa}$$

Au moment d'estimer les pertes de charge imputables au frottement des matières solides, calculer séparément la perte à la hauteur des coudes et la perte dans les conduits droits.

Perte à la hauteur des coudes (H_b) :

$$\begin{aligned} H_b &= N[1+2(F_m/F_a-1)] \\ &\quad \times F_b \times P_v \\ &= 2[1+2(1{,}35-1)] \\ &\quad \times 0{,}22 \times 376 \\ &= 281 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Perte de charge des matières solides dans le système (H_m) :

$$\begin{aligned} H_m &= H_a + H_p + H_b \\ &= 846 + 656 + 281 \\ &= 1783 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Utiliser les formules suivantes pour calculer la perte de charge de l'air propre dans le système.

La perte d'introduction (H_e) dans un chapeau à carter, où $F = 0{,}50$ est égal à :

$$\begin{aligned} H_e &= F \times P_v \\ &= 0{,}50 \times 376 \\ &= 188 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Perte de mise en vitesse de l'air propre (H_a) :

$$\begin{aligned} H_a &= P_v \\ &= 376 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Perte de charge des conduits droits et des coudes (H_p) :

$$\begin{aligned} H_p &= L_e \times F_l \\ &= 20{,}8 \text{ m} \times 30 \text{ Pa/m} \\ &= 624 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Perte de charge du récepteur (H_c) :

$$\begin{aligned} H_c &= 2\,P_v \\ &= 2 \times 376 \\ &= 752 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Perte de charge de l'air propre (H_{ca}) :

$$\begin{aligned} H_{ca} &= H_e + H_a + H_p + H_c \\ &= 188 + 376 + 624 + 752 \\ &= 1940 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Pertes de charge totales du système (H) :

$$\begin{aligned} H &= H_m + H_{ca} \\ &= 1783 + 1940 \\ &= 3723 \text{ Pa} \end{aligned}$$

Choisir un système en mesure de fournir 1 170 L/s d'air à 3 723 Pa. L'énergie requise par ce système s'écrit :

$$\begin{aligned} \text{énergie} &= \frac{1170 \text{ L/s} \times 3723 \text{ Pa}}{10^6 \times 0{,}65} \\ &= 6{,}7 \text{ kW} \end{aligned}$$

8.9 Calculs pour des transporteurs pneumatiques à pression moyenne ou élevée

À quelques exceptions près, la conception des systèmes à pression moyenne ou élevée suit essentiellement les mêmes principes que celle des systèmes à faible pression. Choisir des vitesses d'écoulement d'air qui suffisent à assurer le transport des produits sans bourrage. Voir cependant à maintenir la vitesse à un niveau suffisamment bas pour endommager le moins possible les grains. Les ratios «matières solides/air» sont plus élevés dans les systèmes à pression moyenne ou élevée, mais on ne dispose que de peu de données sur les ratios optimums et les vitesses requises. Il importe également de prêter attention à l'effet de l'introduction d'importantes quantités de matières solides dans le flot d'air.

Plusieurs facteurs sont à l'origine de pertes de charge de l'écoulement d'air dans les systèmes à pression moyenne ou élevée; ce sont :

- la mise en vitesse de l'air
- le frottement imputable à l'écoulement de l'air dans les conduits
- l'écoulement des produits transportés
- la mise en vitesse des matières solides
- le soutien des matières solides dans les conduits verticaux
- le frottement des produits dans les conduits
- les pertes dynamiques dans les coudes

Au moment de calculer les pertes de charge de l'écoulement d'air, tenir compte également de la compressibilité de l'air.

De façon générale, la conception des systèmes à pression moyenne ou élevée demande beaucoup d'expérience. Plusieurs publications peuvent néanmoins se révéler utiles en cette matière (voir la bibliographie).

BIBLIOGRAPHIE

ASHRAE Handbook, S.I. Edition, Atlanta : American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE), 1985.

Design of Industrial Exhaust Systems. New York : Alden and Kane Industrial Press, 1939.

Commissaire fédéral des incendies, *Normes pour élévateurs à grain*, Ottawa : ministère des Travaux publics, 1978.

Evaluation Report : John Deere 6500 Forage Blower. Rapport nº EO478B. Humboldt, Sask. : Prairie Agricultural Machinery Institute, 1979.

Evaluation Report : New Holland 28 Forage Blower. Rapport nº EO478A. Humboldt, Sask. : Prairie Agricultural Machinery Institute, 1979.

Fan Application Manual : Fans and Fan Systems. Arlington : Air Moving and Conditioning Association Inc., 1973.

Industrial Catalogue. Bethlehem : Fuller Company.

Industrial Catalogue. Muncy : Koppers Company, Inc., Sprout Waldron Division.

Industrial Catalogue : Air Compressors. Mississauga : Compair Canada Inc., 1984.

Industrial Ventilation, a Manual of Recommended Practice. Lansing : American Conference of Governmental Industrial Hygienists, 1982.

Kleis, R.W. 1955. *Operating characteristics of pneumatic grain conveyors*. Agric. Exp. Stat. Bull. 594.

Noyes, R.T.; Pfieffer, W.E. 1985. *Design procedures for pneumatic conveyors in agriculture*. Document nº 85-3507 de l'ASAE.

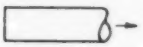
Reference data and tables. Bulletin RD-1, Summit : MikroPul Corporation, 1986.

Rider, A.R.; Barr, S.D. *Fundamentals of machine operation - hay and forage harvesting*. Moline : John Deere Service Publications, 1976.

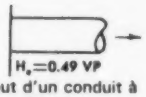
Stepanoff. *Gravity flow of bulk solids and transportation of solids in suspension*. New York : John Wiley and Sons.

[Clausthal-Zellerfeld. 1982.] *Bulk Solids Handling*, Int. J. Storing Handl. Bulk Mater. 2(3).

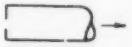
APPENDICE 1 FORMULES DE PERTES D'INTRODUCTION À LA HAUTEUR DU CHAPEAU



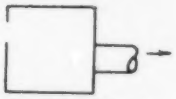
H_e=0.93 VP
Bout d'un conduit régulier
C_e=0.72



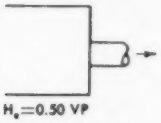
H_e=0.49 VP
Bout d'un conduit à boudins
C_e=0.82



H_e=1.78 VP
Orifices à bords tranchants
C_e=0.60



H_e=2.3 VP Conduit; ou mieux : un conduit de 1,78 VP + un conduit de 0,49 VP
Orifice plus un conduit à boudins (plusieurs types de fentes)
C_e=0.55



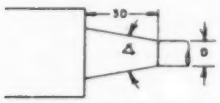
H_e=0.50 VP
Boîte à branchement direct
C_e=0.82

Formules générales

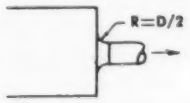
$$H_e = \frac{1-C_e^2}{C_e^2} \times VP$$

$$F = \frac{1-C_e^2}{C_e^2}$$

$$H_e = F \times VP$$



Boîte avec entrée en entonnoir



H_e=0.06 VP TO 0.10 VP
Boîte avec entrée ronde
C_e=0.97

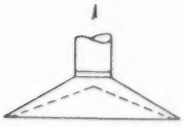
F = Facteur de perte à l'entrée
VP = Vélosité de la pression dans le conduit
SP = Pression statique au goulot d'étranglement
H_e = Perte à l'entrée
C_e = Coefficient de l'entrée

	Perte à l'entrée		Coefficient de l'entrée	
	rond.	rectangulaire	rond.	rectangulaire
15°	0.15 VP	0.23 VP	0.93	0.89
30°	0.08 VP	0.16 VP	0.96	0.93
45°	0.06 VP	0.15 VP	0.97	0.93
60°	0.08 VP	0.17 VP	0.96	0.92
90°	0.15 VP	0.25 VP	0.93	0.89
120°	0.26 VP	0.35 VP	0.89	0.86
150°	0.40 VP	0.40 VP	0.84	0.82

H_e=1.5 VP
Chambre de renvoi et de dépôt
C_e=0.63 (approx.)

Perte à l'entrée (formes compliquées de capuchons)

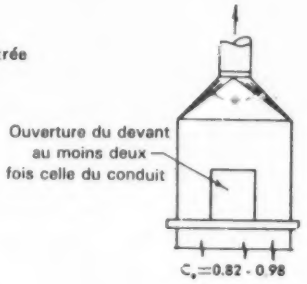
1. Défaire le capuchon en ses composants
2. Évaluer H pour chaque composant
3. Ajouter la valeur H



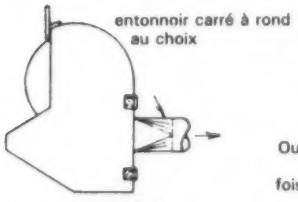
H_e=1.0 VP
Capuchon double (cône interne)
C_e=0.70 (approx.)

Différentes valeurs

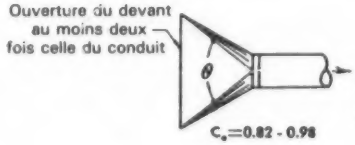
Capuchon	Perte à l'entrée
Chambre à décorticage	1.0
Élévateur de la chambre à décorticage	2.3
Décortiqueur	2.3
Élévateurs	0.69
Tuyau boudin avec coude	0.8
Tuyau régulier avec coude	1.60
Moulins à tambour rotatif (varie selon la conception du moulin)	moy. 2.0



C_e=0.82 - 0.98



H_e=0.65 VP
capuchon broyeur normal
C_e=0.78

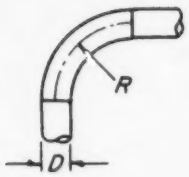


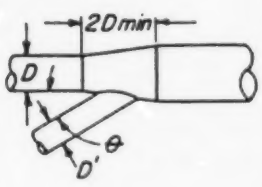
C_e=0.82 - 0.98

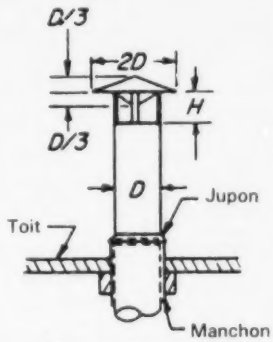
Capuchons entonnoir
Boudiné ou non boudiné, rond, carre ou rectangulaire
θ est l'angle que l'on retrouve le plus souvent sur les capuchons rectangulaires

Source: Reference data and tables. Bulletin RD-1.

APPENDICE 2 LONGUEURS ÉQUIVALENTES DE CONDUITS DROITS (EN MÈTRES)





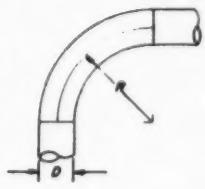


Non recommandé

Tuyau (cm)	Coude 90° * Rayon de la ligne centrale			Angle de l'entrée		H, grandeur des diamètres		
	1.5D	2.0D	2.5D	30°	45°	1.0H	0.75 H	0.5 H
75	1.4	0.9	0.7	0.5	0.9	0.3	0.5	2.0
100	2.0	1.3	1.1	0.8	1.3	0.5	0.8	3.4
125	2.6	1.7	1.4	1.1	1.7	0.6	1.1	4.4
150	3.2	2.2	1.8	1.4	2.2	0.8	1.4	5.5
175	3.9	2.6	2.2	1.7	2.6	0.9	1.7	6.6
200	4.6	3.1	2.5	2.0	3.1	1.1	2.0	7.8
250	6.0	4.0	3.3	2.6	4.0	1.4	2.6	10
300	7.4	5.0	4.1	3.2	5.0	1.8	3.2	13
350	8.9	6.0	5.0	3.8	6.0	2.1	3.8	15
400	10	7.0	5.8	4.5	7.0	2.5	4.5	18
450	12	8.1	6.7	5.2	8.1	2.8	5.2	21
500	14	9.2	7.6	5.9	9.2	3.2	5.9	23
600	17	11	9.5	7.3	11	4.0	7.3	29
700	21	14	11	8.8	14	4.8	8.8	35
800	24	16	13	10	16	5.7	10	41
900	28	19	15					
1000	32	21	18					
1200	39	26	22					
1400	47	32	26					
1600	55	37	31					
1800	64	43	36					
2000	72	49	40					

* Pour des coudes à 60° – x0,67

Pour des coudes à 45° – x0,50

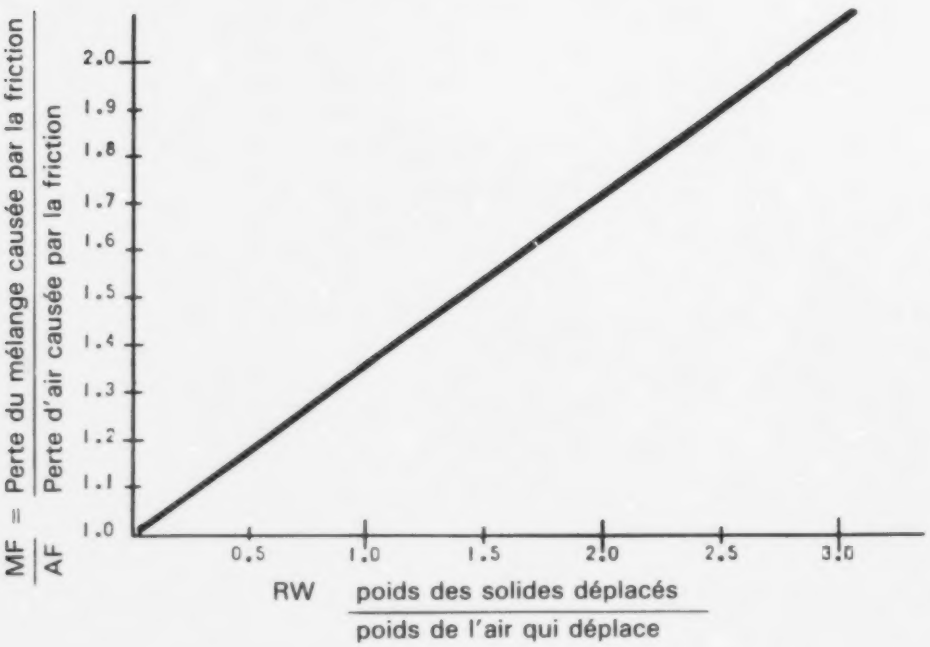


R, grandeur des diamètres	Fraction de la perte de VP
2.75 D	0.26
2.50 D	0.22
2.25 D	0.26
2.00 D	0.27
1.75 D	0.32
1.50 D	0.39
1.25 D	0.55

Coudes ronds

Source: Industrial ventilation, a manual of recommended practice.

APPENDICE 3 RAPPORT ENTRE LE FROTTEMENT D'UN MÉLANGE DE MATIÈRES SOLIDES – GAZ ET LE FROTTEMENT DE L'AIR SEULEMENT



Source: Reference data and tables. Bulletin RD-1.